

OUTPUT CONTROLLER FOR VEHICLE

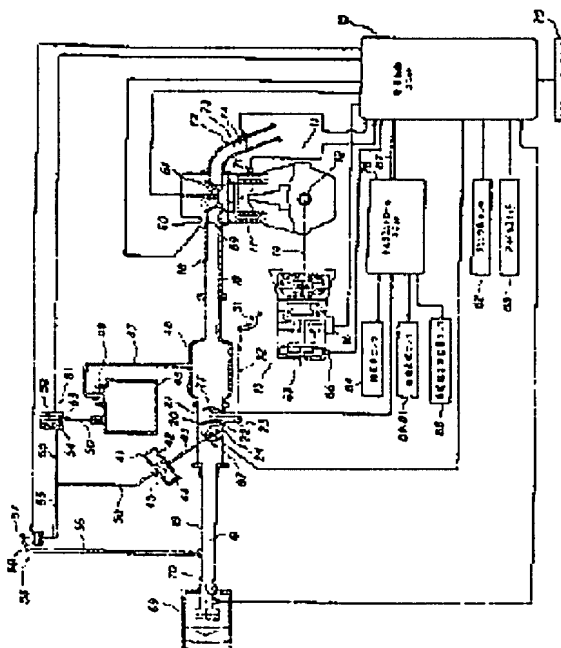
Patent number: JP4022735
Publication date: 1992-01-27
Inventor: OOTAKE KATSUNORI; YAMADA KIICHI; ITO MASAYOSHI; MIYATA YASUYUKI
Applicant: MITSUBISHI MOTORS CORP
Classification:
 - International: **F02D9/02; F02D29/02; F02D41/04; F02D45/00; F02D9/02; F02D29/02; F02D41/04; F02D45/00; (IPC1-7): F02D9/02; F02D29/02; F02D41/04; F02D45/00**
 - european:
Application number: JP19900127012 19900518
Priority number(s): JP19900127012 19900518

Report a data error here

Abstract of JP4022735

PURPOSE:To improve an accelerating feeling of a vehicle when the vehicle is shifted to the rectilinear advancing condition after the completion of turning by correctively increasing reference drive torque with a cornering drag correcting means on the basis of a steering amount detected in turning of the vehicle.

CONSTITUTION:A torque reducing means is constituted to control the supply and exhaust of pressure to a pressure chamber 44 of an actuator 41 for driving a throttle lever 24 by a normally closed electromagnetic valve 51 and normally opened electromagnetic valve 56. In an ECU 15, desired drive torque is set from reference drive torque set on the basis of the traveling speed of a vehicle according to the circumferential speed of drive wheel to control the respective valves 51, 56 so that the drive torque of an engine is the desired drive torque. Then, a cornering drag correction means is provided which correctively increase the reference drive torque of the engine on the basis of a detecting signal from a steering angle sensor. Thus, the reference drive torque is increased after the completion of the vehicle turning, and a feeling of the vehicle acceleration is heightened when the vehicle is shifted from the completion of turning to the rectilinear advance.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

(57) [Claim(s)]

[Claim 1] A torque reduction means by which an engine's driving torque can be independently reduced with actuation by the operator, A criteria driving torque setting means to set up criteria driving torque based on the car-body acceleration of the above-mentioned car as a reference value of the driving torque at the time of driving a car with the above-mentioned engine, A target driving torque setting means to set up the driving torque which serves as said engine's target from the criteria driving torque set up by this criteria driving torque setting means based on the peripheral velocity of a driving wheel, In the power control device of the car equipped with the torque control unit which controls actuation of said torque reduction means to approach the target driving torque to which said engine's driving torque was set by this target driving torque setting means Relation with the magnitude of the driving torque by which a driving wheel is consumed by the revolution resistance received from a road surface when it circles with the steering angle detection sensor which detects the amounts of control to the steering wheel of this car, the amounts of control to the steering wheel of the above-mentioned car, and its amounts of control is memorized beforehand. The power control device of the car characterized by having a cornering drag amendment means to amend said engine's criteria driving torque in the increase direction corresponding to a part for the above-mentioned driving torque consumption for which it asked from the above-mentioned relation based on the detecting signal from the above-mentioned steering angle sensor.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

<Field of the Invention> This invention reduces an engine's driving torque quickly according to the amount of slips of the driving wheel in the time of acceleration of a car etc., and relates to the power control device of the car which was made to run insurance the car.

<Prior art> When the situation of a road surface changes rapidly during transit of a car or a car runs the road surface of low coefficient of friction on which it is easy to slide, for example, road surfaces, such as a snowy road and a freezing way, there is a possibility that a driving wheel may race and it may become impossible to run as an operator's volition.

In such a case, it is very difficult for an operator to adjust the amount of treading in of an accelerator pedal so that a driving wheel may not race, and to control a power delicately even if not an expert.

Since it was such, when the slip condition of a driving wheel is detected and the slip of a driving wheel occurs The transit whose operator there is nothing, could consider the power control device to which it was made to reduce a power compulsorily with regards to the amount of treading in of the accelerator pedal by the operator, and used this power control device if needed, The thing which enabled it to choose the usual transit which controls a power corresponding to the amount of treading in of an accelerator pedal is announced.

Inside, although related with the output control of a car based on such a viewpoint, while what is known conventionally sets up said engine's target driving torque according to the run state of a car, it detects the rotational frequency of a driving wheel, and the rotational frequency of a coupled driving wheel, considers that the difference of the rotational frequency of this driving wheel and coupled driving wheel is the amount of slips of a driving wheel, and amends said target driving torque according to this amount of slips.

<Object of the Invention> An engine's target driving torque is computed based on the run state of a car. In the conventional power control device which amended this target driving torque according to the amount of slips of a driving wheel Since an engine's target driving torque was set up similarly to a rectilinear-propagation condition even if a car is circling, when a car shifted to a rectilinear-propagation condition after revolution termination, there was fault in respect of the entrainment feeling that the acceleration of a car is spoiled.

That is, in order that the sideways force (side force) may act on the car under revolution, in order to make it circle with the same transit feeling as the rectilinear-propagation condition before circling in a car, bigger driving torque than the rectilinear-propagation condition of a car is needed. however, it being alike, and in addition, in the power control device of the conventional car, since the cornering drag which consumes driving torque by resistance of the longitudinal direction which a driving wheel receives from a road surface in the case of car revolution arises It adds to the driving torque used for acceleration at the time of car revolution of a car falling beyond the need, and sufficient acceleration not being performed. Since it has set up more smallish from the first than the target driving torque at the time of rectilinear propagation in order to secure lateral force required for revolution at the time of car revolution, while the feelings of acceleration under revolution run short, the feeling of acceleration of a car is spoiled also until driving torque increases in the case of the shift to a rectilinear-propagation condition from after revolution termination.

<The means for solving a technical problem> When a car is running other than pole low-speed transit, the driving wheel has slipped to some extent to a road surface. However, if bigger driving torque than the frictional force of a road surface and a driving wheel is given, it is experientially well known that the amount of slips of a driving wheel increases rapidly, and operation of a car becomes difficult.

Since it is such, in order to prevent a slip of a driving wheel with which operation of a car becomes difficult, using effectively the driving torque which an engine generates, it is desirable to control this engine's driving

torque so that an engine's driving torque may seldom exceed the maximum of the frictional force of a road surface and a driving wheel.

that is, in order to use effectively the driving torque generated in an engine As shown in Fig. 13 showing the relation between slip ratio S of a tire, and coefficient of friction of this tire and road surface So that slip ratio S of the tire of the driving wheel under transit may become a value smaller than this near the maximum of coefficient of friction of this tire and road surface, corresponding target slip ratio SO, or this target slip ratio SO It is desirable to make it not spoil the controllability ability or the acceleration engine performance of a car at the same time it adjusts the amount of slips of a driving wheel and avoids the loss of energy.

Here, if V is made into the rate (this is hereafter called the vehicle speed) of a car and VD is made into the

peripheral velocity of a driving wheel, it is slip ratio S of a tire,

$$S = \frac{V_p - V}{V}$$

What is necessary is to come out, and to be, and just to set up an engine's 11 driving torque so that it may become a value in the maximum of coefficient of friction of a tire and a road surface, corresponding target slip ratio SO, or its near with this slip ratio S smaller than this.

A torque reduction means by which the power control device of the car by this invention is made in view of this knowledge, and an engine's driving torque can be independently reduced with actuation by the operator, A criteria driving torque setting means to set up criteria driving torque based on the car-body acceleration of the above-mentioned car as a reference value of the driving torque at the time of driving a car with the above-mentioned engine, A target driving torque setting means to set up the driving torque which serves as said engine's target from the criteria driving torque set up by this criteria driving torque setting means based on the peripheral velocity of said vehicle speed *****, In the equipment of the car equipped with the torque control unit which controls actuation of said torque reduction means to approach the target driving torque to which said engine's driving torque was set by this target driving torque setting means Relation with the magnitude of the driving torque by which a driving wheel is consumed by the revolution resistance received from a road surface when it circles with those amounts of control is memorized beforehand. the steering angle sensor which detects the amounts of control to the steering wheel of this car, and the amounts of control to the steering wheel of the above-mentioned car -- ** -- It is characterized by having a cornering drag amendment means to amend said engine's criteria driving torque in the increase direction corresponding to a part for the above-mentioned driving torque consumption by revolution based on the detecting signal from the above-mentioned steering angle sensor.

In addition, although it is common to delay ignition timing, to lessen an inhalation air content and the fuel amount of supply, or to stop fuel supply as a torque reduction means to reduce an engine's driving torque, the thing it was made to lower an engine's compression ratio as a special thing is employable.

<Operation> A criteria driving torque setting means sets up criteria driving torque based on car-body acceleration. And a target driving torque setting means sets up target driving torque from said criteria driving torque based on the peripheral velocity of a driving wheel, and outputs this to a torque control unit. If an engine's target driving torque is outputted to a torque control unit from said target driving torque setting means, a torque control unit will control actuation of a torque reduction means, and the actuation by the operator will not be related and it will reduce an engine's driving torque if needed so that an engine's driving torque may turn into this target driving torque.

On the other hand during revolution, amounts of control [as opposed to a steering wheel in a car] are detected by the steering angle sensor. A cornering drag amendment means by which relation with the magnitude of the driving torque by which a driving wheel is consumed by the revolution resistance received from a road surface when it circles with the amounts of control to the steering wheel of the above-mentioned car and its amounts of control is memorized beforehand Corresponding to a part for the above-mentioned driving torque consumption for which it asked from the above-mentioned relation based on the amounts of control detected by the above-mentioned steering angle sensor, said engine's criteria driving torque is amended in the increase direction. Consequently, the criteria driving torque of the engine at the revolution termination time during revolution of a car is large, and the feeling of acceleration of the car at the time of a car shifting to a rectilinear-propagation condition under revolution and after revolution termination increases.

<Example> As shown in Fig. 2 showing the outline structure of Fig. 1 showing the concept of one example of having applied the power control device of the car by this invention to the car of the front-wheel drive format incorporating the automatic transmission of one step of 4 steps of advance go-astern, and its car, the input shaft 14 of the hydraulic automatic transmission 13 has connected with an engine's 11 output shaft 12.

This hydraulic automatic transmission 13 chooses a predetermined gear ratio automatically through hydraulic control 16 based on the command from the electronic control unit (this is hereafter indicated to be ECU) 15 which controls an engine's 11 operational status according to the selected position of a select lever and the operational status of a car by the operator which are not illustrated. About a concrete configuration, a concrete operation, etc. of this hydraulic automatic transmission 13 For example, are already well known at JP,58-54270,A, JP,61-31749,A, etc. In hydraulic control 16, the solenoid valve for shift control of the pair which is not illustrated for performing the engagement actuation of two or more friction engagement elements and opening operation which constitute some hydraulic automatic transmissions 13 is incorporated. The gear change actuation to the gear ratio of the arbitration of one step of 4 steps of advance go-astern is smoothly attained by controlling ON of the energization to the solenoid valve for these shift control, and off actuation by ECU15.

In the middle of the inlet pipe 18 connected with an engine's 11 combustion chamber 17, the opening of the inhalation-of-air path 19 formed of this inlet pipe 18 is changed, and the throttle body 21 incorporating the throttle valve 20 which adjusts the inhalation air content supplied in a combustion chamber 17 is infixed. As shown in Fig. 3 showing the enlarged section structure of the part of this throttle body 21 that makes Fig. 1 and tubed, the both ends of the throttle shaft 22 which fixed the throttle valve 20 to one are supported by the throttle body 21 free [rotation]. The accelerator lever 23 and a throttle lever 24 make the shape of the same axle in the end section of this throttle shaft 22 that projects in the inhalation-of-air path 19, and fitting is carried out to it.

A bush 26 and a spacer 27 are infixed between said throttle shafts 22 and cylinder parts 25 of the accelerator lever 23, and the ASEKURU lever 23 can be freely rotated to the throttle shaft 22 by this. Furthermore, it has prevented beforehand the accelerator lever 23 falling out from the throttle shaft 22, and separating with the washer 28 and nut 29 which were attached in the end side of the throttle shaft 22. Moreover, the accelerator pedal 31 operated by the operator has connected with the cable receptacle 30 of this accelerator lever 23 and one through a cable 32, and the accelerator lever 23 rotates to the throttle shaft 22 according to the amount of treading in of an accelerator pedal 31.

On the other hand, a throttle valve 20 rotates with the throttle shaft 22 by fixing said throttle lever 24 to the throttle shaft 22 and one, therefore operating this throttle lever 24. Moreover, the color 33 is attached in the cylinder part 25 of the accelerator lever 23 at this and coaxial one, and the stopper 35 which may stop to the claw part 34 formed in a part of this color 33 is formed in the point of said throttle lever 24. These claw parts 34 and a stopper 35 are set as physical relationship which is stopped mutually, when rotating the accelerator lever 23 in the direction in which a throttle lever 24 is rotated in the direction which a throttle valve 20 opens, or a throttle valve 20 is closed.

Between said throttle bodies 21 and throttle levers 24, through the spring receptacles 37 and 38 of the pair which makes tubed [by which fitting was carried out], the torsion coiled spring 36 energized in the direction which pushes the stopper 35 of a throttle lever 24 against the accelerator lever 23 and the claw part 34 of the color 33 of one, and opens a throttle valve 20 makes the shape of this throttle shaft 22 and the same axle on the throttle shaft 22, and it is equipped with it. Moreover, it energizes in the direction which forces the claw part 34 of said color 33 also the stopper 35 of a throttle lever 24 or between the stopper pins 39 and the accelerator levers 23 which project from a throttle body 21, and closes a throttle valve 20, and through said color 33, the torsion coiled spring 40 for giving a feeling of a detent to an accelerator pedal 31 makes the shape of the throttle shaft 22 and the same axle to the cylinder part 25 of the accelerator lever 23, and it is equipped with it.

The point of the control rod 43 which fixed the end face to the diaphragm 42 of an actuator 41 is connected with the point of said throttle lever 24. The compression coil spring 45 energized in the direction which pushes the stopper 35 of a throttle lever 24 against the claw part 34 of a color 33, and opens a throttle valve 20 with said torsion coiled spring 36 is built into the pressure room 44 formed in this actuator 41. And unless the way of the spring force of said torsion coiled spring 40 is set up greatly and this breaks in an accelerator pedal 31 rather than the sum of the spring force of these two springs 36 and 45, a throttle valve 20 is opened.

The vacuum tank 48 is open for free passage to the surge tank 46 which is connected with the downstream of said throttle body 21, and forms a part of inhalation-of-air path 19 through connecting piping 47, and the check valve 49 which permits only the migration of air to a surge tank 46 from a vacuum tank 48 is infixed in it between this vacuum tank 48 and connecting piping 47. Thereby, the pressure in a vacuum tank 48 is set as negative pressure almost equal to the minimum pressure in a surge tank 46.

The pressure room 44 of the inside of these vacuum tanks 48 and said actuator 41 is in the free passage

condition through piping 50, and the first solenoid valve 51 for torque controls of a lock out mold is formed in the middle of this piping 50 at the time of un-energizing. That is, the spring 54 which energizes a plunger 52 to a valve seat 53 so that piping 50 may be closed is built into this solenoid valve 51 for torque controls. Moreover, the piping 55 which is open for free passage from a throttle valve 20 to the inhalation-of-air path 19 of the upstream has connected with the piping 50 between said first solenoid valve 51 for torque controls and actuators 41. And in the middle of this piping 55, the second solenoid valve 56 for torque controls of an open sand mold is formed at the time of un-energizing. That is, the spring 58 which energizes a plunger 57 so that piping 55 may be opened is built into this solenoid valve 56 for torque controls. Said ECU15 connects with said two solenoid valves 51 and 56 for torque controls, respectively, duty control of ON of the energization to the torque control wearing solenoid valves 51 and 56 and the OFF is carried out based on the command from this ECU15, and the torque reduction means of this invention of these whole consists of this examples.

For example, when the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls is 0%, the pressure room 44 of an actuator 41 serves as atmospheric pressure almost equal to the pressure in the inhalation-of-air path 19 of the upstream from a throttle valve 20, and the opening of a throttle valve 20 corresponds to the amount of treading in of an accelerator pedal 31 by one to one. On the contrary, when the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls is 100%, as a result of the pressure room 44 of an actuator 41 serving as negative pressure almost equal to the pressure in a vacuum tank 48 and a control rod's 43 being able to pull up to the method of the diagonal left among the 1st Fig. , a throttle valve 20 is closed regardless of the amount of treading in of an accelerator pedal 31, and an engine's 11 driving torque will be in the condition of having been reduced compulsorily. Thus, by adjusting the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls, the opening of a throttle valve 20 can be changed regardless of the amount of treading in of an accelerator pedal 31, and an engine's 11 driving torque can be adjusted to arbitration. Moreover, although the opening of a throttle valve 20 was controlled by this example to coincidence with the accelerator pedal 31 and the actuator 41, it is possible to arrange two throttle valves to a serial in the inhalation-of-air path 19, to connect the throttle valve of another side only to an actuator 41, while connecting one throttle valve only to an accelerator pedal 31, and to control these two throttle valves independently, respectively etc.

The fuel injection nozzle 59 of the fuel injection equipment which, on the other hand, blows into downstream one end of said inlet pipe 18 the fuel which is not illustrated into an engine's 11 combustion chamber 17 is formed corresponding to each gas column (the 4-cylinder internal combustion engine is assumed in this example) of an engine 11, respectively, and a fuel is supplied to a fuel injection nozzle 59 through the solenoid valve 60 in which duty control is carried out by ECU15. That is, the amount of supply of the fuel to a combustion chamber 17 is adjusted by controlling the valve-opening time amount of a solenoid valve 60, and it becomes a predetermined air-fuel ratio, and is lit with an ignition plug 61 in a combustion chamber 17.

The crank angle sensor 62 for being attached in an engine 11 and detecting an engine rotational frequency in said ECU15, The front-wheel rotation sensor 66 for computing the average peripheral speed of the front wheels 64 and 65 of a Uichi Hidari pair which are driving wheels by detecting the rotational frequency of the output shaft 63 of said hydraulic automatic transmission 13, The throttle opening sensor 67 which is attached in a throttle body 21 and detects the opening of a throttle lever 24, The others [idle switch / 68] which detect the close-by-pass-bulb-completely condition of a throttle valve 20, The intake air flow sensors 70, such as a Karman's vortex flowmeter which detects the air content which is attached in the air cleaner 69 of the point of an inlet pipe 18, and flows to an engine's 11 combustion chamber 17, The coolant temperature sensor 71 which is attached to an engine 11 and detects this engine's 11 cooling water temperature, and the exhaust gas temperature sensor 74 which detects the temperature of the exhaust gas which is attached in the middle of an exhaust pipe 72, and flows the inside of a flueway 73 and the ignition key switch 75 have connected.

And the output signal from these crank angle sensor 62, the front-wheel rotation sensor 66, the throttle opening sensor 67, an idle switch 68, an intake air flow sensor 70, a coolant temperature sensor 71, an exhaust gas temperature sensor 74, and the ignition key switch 75 is sent to ECU15, respectively. moreover, to the torque arithmetic unit (this is hereafter called TCL) 76 which computes an engine's 11 target driving torque The accelerator opening sensor 77 which is attached in a throttle body 21 and detects the opening of the accelerator lever 23 with said throttle opening sensor 67 and idle switch 68, The rear wheel rotation sensors 80 and 81 which detect the rotational speed of the rear wheels 78 and 79 of a Uichi Hidari pair which are coupled driving wheels, respectively, The steering angle sensor 84 which detects the

turn combination of the steering shaft 83 at the time of revolution on the basis of the rectilinear-propagation condition of a car 82, The steering shaft 83 and the steering shaft-basis location sensor 86 which detects the normal phase (a phase from which a car 82 will be in a rectilinear-propagation condition mostly is contained in this) in every 360 degrees of the steering handle 85 of one connect, and the output signal from these sensors 77, 80, 81, 84, and 86 is sent, respectively.

ECU15 and TCL76 are connected through the telecommunication cable 87, and the information on the operational status of the engines 11, such as an engine speed and a detecting signal from the engine speed and idle switch 68 of an output shaft 63 of the hydraulic automatic transmission 13, is sent to TCL76 from ECU15. On the contrary, from TCL76, the target driving torque calculated by this TCL76 and the information about the lag rate of ignition timing are sent to ECU15.

When the amount of slips becomes larger than the amount set up beforehand in this example at the cross direction of the front wheels 64 and 65 which are driving wheels The target driving torque of the engine 11 at the time of performing control (this being hereafter called slip control) which prevents an energy loss while reducing an engine's 11 driving torque and securing controllability, When it becomes beyond the value to which the sideways acceleration (this is hereafter called lateral acceleration) generated on the car under revolution was set beforehand The control reduce an engine's 11 driving torque and make it whose car not deviate from a revolution way The target driving torque of the engine 11 at the time of performing (this is hereafter called revolution control) is calculated in TCL76, respectively, the optimal policy objective driving torque is chosen from these two target driving torque, and it enables it to reduce an engine's 11 driving torque if needed. Moreover, in consideration of the case where output reduction of an engine 11 does not meet the deadline, the amount of target lags of ignition timing is set up, and it enables it to reduce an engine's 11 driving torque quickly also by close-by-pass-bulb-completely actuation of the throttle valve 20 through an actuator 41.

Target driving torque TOS of the engine 11 at the time of performing slip control and target driving torque TOC of the engine 11 at the time of performing revolution control are always calculated in parallel in TCL76, the optimal policy objective driving torque TO is chosen from these two target driving torque TOS and TOC, and it enables it to reduce an engine's 11 driving torque if needed in this example, as shown in Fig. 4 showing the rough flow of control by such this example.

The control program of this example is started by ON actuation of the ignition key switch 75, and, specifically, initial setting, such as count initiation of the main timer for every 15 mses which are reset of reading of steering shaft revolution location initial value ΔM (O) or various kinds of flags or the sampling period of this control first, is performed in M1.

And based on the detecting signal from various sensors, TCL76 calculates the vehicle speed V etc. in M2, and study amendment of the center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 is carried out in M3 following this. Center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 of this car 82 Since the memory which is not illustrated in ECU15 or TCL76 does not memorize, Initial value ΔM (O) is read at every ON actuation of said ignition key switch 75. Study amendment of the this initial value ΔM (O) is carried out until study amendment will be carried out and the ignition key switch 75 will be in an OFF state, only when the rectilinear-propagation transit conditions which a car 82 mentions later are fulfilled.

Next, TCL76 calculates target driving torque TOS in the case of performing slip control which regulates an engine's 11 driving torque based on the detecting signal from the front-wheel rotation sensor 66, and the detecting signal from the rear wheel rotation sensors 80 and 81 in M4. Target driving torque TOC of the engine 11 at the time of performing revolution control which regulates an engine's 11 driving torque based on the detecting signal from the rear wheel rotation sensors 80 and 81 and the detecting signal from the steering angle sensor 84 in M5 is calculated.

And TCL76 is chosen in M6 by the approach of mentioning the optimal policy objective driving torque TO later mainly in consideration of safety from such target driving torque TOS and TOC. furthermore, when the time of sudden start and a road surface situation change suddenly on a freezing way from the usual desiccation way Since there is a possibility that output reduction of an engine 11 may not meet the deadline by close-by-pass-bulb-completely actuation of the throttle valve 20 through an actuator 41, either The lag rate for amending the amount PB of basic lags based on the rate of change GS of the amount s of slips of front wheels 64 and 65 in M7 is chosen, and the data about the lag rate of these policy objective driving torque TO and the amount PB of basic lags are outputted to ECU15 in M8.

and when the manual switch which an operator does not illustrate is operated and slip control and revolution control are wished ECU15 so that an engine's 11 driving torque may turn into this policy objective driving torque TO Control the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls of a pair, and it is

further based on the data about the lag rate of the amount PB of basic lags. The amount PO of target lags is computed within this ECU15, and only the amount PO of target lags is delayed if needed, and it is made to run insurance by this ignition timing P without unreasonableness [car / 82].

In addition, when the manual switch which an operator does not illustrate is operated and neither slip control nor revolution control is wished, as a result of ECU's15 measuring the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls of a pair to a side 0%, a car 82 will be in the usual operational status corresponding to the amount of treading in of an operator's accelerator pedal 31.

Thus, it controls until the count-down for every 15 mses which are the sampling period of the main timer ends an engine's 11 driving torque in M9, and after this, the steps from M2 to M10 are repeated until said ignition key switch 75 is turned off.

By the way, when performing revolution control at the step of M5 and calculating an engine's 11 target driving torque TOC, TCL76 calculates the rudder angle delta of front wheels 64 and 65 from a bottom type (2) based on the detecting signal from the steering angle sensor 84 while calculating the vehicle speed V by the bottom type (1) based on the detecting signal of the rear wheel rotation sensors 80 and 81 of a pair. It is asking for the target lateral acceleration GYO of the car 82 at this time from the bottom type (3), respectively.

$$V = \frac{V_{RL} + V_{RR}}{2} \quad \cdot \cdot \cdot (1)$$

$$\delta = \frac{\delta_H}{\rho_H} \quad \cdot \cdot \cdot (2)$$

$$G_{YO} = \frac{\delta}{l \cdot (A + \frac{1}{V^2})} \quad \cdot \cdot \cdot (3)$$

However, it is the stability factor of the car 82 with which the peripheral velocity (this is hereafter called velocity of rear wheel) of the rear wheels 78 and 79 of a Uichi Hidari pair [VRR / respectively / VRL and] and rhoH mention the turn combination of a steering gearing change gear ratio and deltaH steering shaft 83 later, and the wheel base of a car 82 and A mention l later.

If center-valve-position deltaM of the steering shaft 83 changes according to secular change of wear of the steering gearing which does not illustrate when Toin adjustment of front wheels 64 and 65 is performed at the time of maintenance of a car 82 etc. so that clearly from this (3) type, a gap will occur between the actual rudder angles delta of the front wheels 64 and 65 which are revolution location deltaM of the steering shaft 83, and a steering wheel. Consequently, there is a possibility that it may become impossible to compute the target lateral acceleration GYO of a car 82 correctly, and it becomes difficult to perform revolution control good. And in this invention, since a cornering drag amendment means to mention later has amended an engine's 11 criteria driving torque based on turn combination deltaH of the steering shaft 83 in the case of slip control at the step of M4, there is a possibility that it may become impossible to also perform slip control good. Since it is such, it is necessary to carry out study amendment of the center-valve-position deltaM of the steering shaft 83 at the step of M3.

As shown in Fig. 5 showing the procedure which carries out study amendment of the center-valve-position deltaM of this steering shaft 83, 76 judge whether Flag FC is set during revolution control by TCLH1. And since there is a possibility of changing suddenly when an engine's 11 output carries out study amendment of the center-valve-position deltaM of the steering shaft 83, and worsening a degree of comfort etc. when it is judged that a car 82 is revolution controlling by this step of H1, study amendment of center-valve-position deltaM of the steering shaft 83 is not performed.

Since fault is not produced on the other hand even if it performs study amendment of center-valve-position deltaM of the steering shaft 83 when it is judged that a car 82 is not revolution controlling [be / it] by the step of H1, TCL76 is based on a detecting signal from the rear wheel rotation sensors 80 and 81, and computes the vehicle speed V for the revolution control which center-valve-position deltaM learns and mentions later in H2 by the aforementioned (1) formula. Next, after 76 compute difference (this is hereafter called velocity-of-rear-wheel difference) |VRL-VRR| of velocity of rear wheel VRL and VRR by TCLH3, By TCLH4, after criteria location deltaN of the steering shaft 83 has been detected by the steering shaft-basis location sensor 86, 76 [whether study amendment of center-valve-position deltaM was performed, and] That is, it judges whether the flag FHN in the condition that criteria location deltaN of the steering

shaft 83 was detected learned [rudder angle center-valve-position] is set.

Immediately after ON actuation of the ignition key switch 75, the flag FHN learned [rudder angle center-valve-position] is not set, namely, since study of center-valve-position deltaM is the first time, it judges whether it is equal to steering shaft revolution location deltam (n-1) by which steering shaft revolution location deltam (n) computed in H5 this time was computed last time. Under the present circumstances, it is desirable to set up the revolution detection power of the steering shaft 83 by the steering angle sensor 84 for example, just over or below 5 times so that it may not be influenced by an operator's hand deflection etc. When steering shaft revolution location deltam (n) computed at this step of H5 this time judges that it is equal to steering shaft revolution location deltam (n-1) computed last time, it judges whether the vehicle speed V is larger than the threshold VA set up beforehand at H6. Since this actuation cannot detect velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR| accompanying steering etc. unless a car 82 becomes a certain amount of high speed, it is required, and said threshold VA is suitably set up like per hour 10km by experiment etc. based on the transit property of a car 82 etc.

And when it judges with the vehicle speed V being beyond the threshold VA at the step of H6, it judges whether by TCLH7, velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR| set up 76 beforehand, for example, whether being smaller than the threshold VX like per hour 0.3km and a car 82 that is, are in a rectilinear-propagation condition. Here, a threshold VX is not set to per hour 0km for avoiding the peripheral velocity VRL and VRR of the rear wheels 78 and 79 of a right-and-left pair being different, and judging with a car 82 not being in a rectilinear-propagation condition, although a car 82 is in a rectilinear-propagation condition when the pneumatic pressure of the tire of the rear wheels 78 and 79 on either side is not equal. In addition, since said velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR| has the inclination which becomes large in proportion to the vehicle speed V when the pneumatic pressure of the tire of the rear wheels 78 and 79 on either side is not equal, this threshold VX is map-ized as shown in Fig. 6, and you may make it read a threshold VX from this map based on the vehicle speed V.

If it judges that velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR| is below the threshold VX at this step of H7, it will judge whether the steering shaft-basis location sensor 86 has detected criteria location deltaN of the steering shaft 83 in H8. And when the steering shaft-basis location sensor 86 has detected criteria location deltaN of the steering shaft 83, namely, it is judged at this step of H8 that a car 82 is in a rectilinear-propagation condition, the count of the first [which was built in in TCL76 in H9] timer for study which is not illustrated is started.

Next, when it judges whether the rectilinear-propagation condition of whether 0.5 seconds have passed since count initiation of this first timer for study and a car 82 continued 76 for 0.5 seconds and 0.5 seconds have not passed since count initiation of this first timer for study in TCLH10, it judges whether the vehicle speed V is larger than said threshold VA at H11. When the vehicle speed V judges that it is larger than a threshold VA at this step of H11, it judges whether velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR| is below the threshold VB like per hour 0.1km in H12. If velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR| is said below threshold VB, i.e., it judges that a car 82 is in a rectilinear-propagation condition at this step of H12, the count of the second [which was built in in TCL76 in H13] timer for study which is not illustrated will be started.

And when it judges whether the rectilinear-propagation condition of whether 5 seconds have passed since count initiation of this second timer for study in H14 and a car 82 continued for 5 seconds and 5 seconds have not passed since count initiation of the second timer for study, it returns to said step of H2, and actuation from this step of H2 to the step of H14 is repeated.

It is judged that the steering shaft-basis location sensor 86 has detected criteria location deltaN of the steering shaft 83 at the step of H8 in the middle of this repetitive actuation. Started the count of said first timer for study at the step of H9, and 0.5 seconds have passed since count initiation of this first timer for study in H10. namely, when it is judged that the rectilinear-propagation condition of a car 8 continued for 0.5 seconds It judges whether the flag FHN in the condition that criteria location deltaN of the steering shaft 83 was detected in H15 learned [rudder angle center-valve-position] is set, and the flag FH in the condition that criteria location deltaN of the steering shaft 83 is not further detected in H16 learned [rudder angle center-valve-position] is set. Moreover, also when it is judged that 5 seconds have passed since count initiation of the second timer for study at said step of H14, it shifts to this step of H16.

Since the flag FH in the condition that criteria location deltaN of the steering shaft 83 is not detected yet learned [rudder angle center-valve-position] is not set in the above actuation The flag FH in the condition that criteria location deltaN of the steering shaft 83 is not detected at this step of H16 learned [rudder angle center-valve-position] is not set. Namely, it is judged that study of center-valve-position deltaM in the

condition that criteria location ΔN of the steering shaft 83 was detected is the first time. It considers in H17 that current steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ is center-valve-position ΔA of the new steering shaft 83] $M(n)$, and while reading this into the memory in TCL76, the flag FH in the condition that criteria location ΔN of the steering shaft 83 is not detected learned [rudder angle center-valve-position] is set.

Thus, after setting up new center-valve-position $\Delta M(n)$ of the steering shaft 83, while computing turn combination ΔH of the steering shaft 83 on the basis of center-valve-position ΔM of this steering shaft 83, the count of the timer for study is cleared in H18, and rudder angle center-valve-position study is performed again.

In addition, the case where it is judged that it is not equal to steering shaft revolution location $\Delta M(n-1)$ by which steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ computed at said step of H5 this time was computed last time, When it is judged that there is no dependability in velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$ which the vehicle speed V is not beyond the threshold V_A , i.e., is computed at the step of H12 in the step of H11, Or when velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$ judges that it is larger than a threshold V_B at the step of H12, since a car 82 all is not in a rectilinear-propagation condition, it shifts to said step of H18. Moreover, if it judges that the steering shaft-basis location sensor 86 has detected criteria location ΔN of the steering shaft 83 neither at the case where velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$ judges that it is larger than a threshold V_X at said step of H7, nor the step of H8 Although the count of said first timer for study is cleared in H19 and it shifts to said step of H11, since it cannot judge that a car 82 is in a rectilinear-propagation condition also when it is judged at said step of H6 that the vehicle speed V is below the threshold V_A , it shifts to this step of H11.

On the other hand, the flag FHN in the condition that criteria location ΔN of the steering shaft 83 was detected at said step of H4 learned [rudder angle center-valve-position] is set, namely, when it is judged that study of center-valve-position ΔM is after a two-times eye, it judges whether the steering shaft-basis location sensor 86 has detected criteria location ΔN of the steering shaft 83 in H20. And when it is judged that the steering shaft-basis location sensor 86 has detected criteria location ΔN of the steering shaft 83 at this step of H20, it judges whether the vehicle speed V is larger than the threshold V_A set up beforehand at H21.

When it is judged at this step of H21 that the vehicle speed V is beyond the threshold V_A , it judges whether whether velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$'s being smaller than said threshold V_X at TCL 76H22 and a car 82 that is, are in a rectilinear-propagation condition. And if velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$ judges that it is smaller than a threshold V_X at this step of H22, steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ computed in H23 this time will judge whether it is equal to steering shaft revolution location $\Delta M(n-1)$ computed last time. If steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ computed at this step of H23 this time judges that it is equal to steering shaft revolution location $\Delta M(n-1)$ computed last time, the count of said first timer for study will be started in H24.

Next, when it judges whether the rectilinear-propagation condition of whether 0.5 seconds have passed since count initiation of this first timer for study and a car 82 continued 76 for 0.5 seconds by TCLH25 and 0.5 seconds have not passed since count initiation of the first timer for study, the step of return, said H2-H4, and H20-H25 is repeated to said step of H2. On the contrary, when it is judged that 0.5 seconds have passed since count initiation of the first timer for study at this step of H25, it shifts to said step of H16.

In addition, the case where it is judged that the steering shaft-basis location sensor 86 has not detected criteria location ΔN of the steering shaft 83 at said step of H20, When it is judged that there is no dependability in velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$ which the vehicle speed V is not beyond the threshold V_A , i.e., is computed at the step of H22 in the step of H21, Or the case where velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$ judges that it is larger than a threshold V_X at the step of H22, When steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ computed at the step of H23 this time judges that it is not equal to steering shaft revolution location $\Delta M(n-1)$ computed last time, each shifts to said step of H18.

The flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set at said step of H16, that is, when it is judged that study of center-valve-position ΔM is after a two-times eye, by TCLH26, current steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ of 76 is equal to center-valve-position $\Delta M(n-1)$ of the last steering shaft 83, namely, it judges whether it is $\Delta M(n) = \Delta M(n-1)$. And if current steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ judges with it being equal to center-valve-position $\Delta M(n-1)$ of the last steering shaft 83, it will shift to the step of H18 as it is, and the next rudder angle center-valve-position study will be performed.

When current steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ became [the play of a steering system etc.] a

cause at said step of H26 and it is judged that it is not equal to center-valve-position $\Delta M(n-1)$ of the last steering shaft 83, In this example, current steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ is not judged to be center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 new as it is $\Delta M(n)$. When the absolute value of these differences is different more than amount of amendment limits $\Delta \Delta$ set up beforehand He sets to center-valve-position ΔM of the new steering shaft 83 $\Delta M(n)$ what subtracted or added this amount of amendment limits $\Delta \Delta$ to the last steering shaft revolution location $\Delta M(n-1)$, and is trying to read this into the memory in TCL76.

That is, it judges whether the value of 76 which subtracted center-valve-position $\Delta M(n-1)$ of the last steering shaft 83 from current steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ is smaller than negative amount of amendment limits- $\Delta \Delta$ set up beforehand at TCLH27. and when the value subtracted at this step of H27 judges that it is smaller than negative amount of amendment limits- $\Delta \Delta$ center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 new at H28 $\Delta M(n)$ is changed with ΔM from center-valve-position $\Delta M(n-1)$ of the last steering shaft 83, and negative amount of amendment limits- $\Delta \Delta$ $\Delta M(n) = \Delta M(n-1) - \Delta \Delta$, and it is considered so that the amount of study amendments per time may not become large to a negative side unconditionally.

Thereby, even if an unusual detecting signal is outputted by a certain cause from the steering angle sensor 84, center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 cannot change rapidly, but can perform quickly this correspondence that receives unusually.

On the other hand, when the value subtracted at the step of H27 judges that it is larger than negative amount of amendment limits- $\Delta \Delta$, it judges whether the value which subtracted center-valve-position $\Delta M(n-1)$ of the last steering shaft 83 from current steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ in H29 is larger than forward amendment limiting value $\Delta \Delta$. and when the value subtracted at this step of H29 judges that it is larger than forward amount of amendment limits $\Delta \Delta$ Center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 new at H30 $\Delta M(n)$ is changed with ΔM from center-valve-position $\Delta M(n-1)$ of the last steering shaft 83, and forward amount of amendment limits $\Delta \Delta$ $\Delta M(n) = \Delta M(n-1) + \Delta \Delta$, and it considers so that the amount of study amendments per time may not become large to a forward side unconditionally.

Thereby, even if an unusual detecting signal is outputted by a certain cause from the steering angle sensor 84, center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 cannot change rapidly, but can perform quickly this correspondence that receives unusually.

However, when the value subtracted at the step of H29 judges that it is larger than forward amendment limiting value $\Delta \Delta$, current steering shaft revolution location $\Delta M(n)$ is read as it is as center-valve-position ΔM of the new steering shaft 83 $\Delta M(n)$ in H31.

Thus, when carrying out study amendment of the center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 in this example, The approach of using only velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$, and also using the detecting signal from the steering shaft-basis location sensor 86 collectively is adopted. When study amendment of the center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 can be carried out while it is comparatively early after a car 82 departs, Even if the steering shaft-basis location sensor 86 breaks down by a certain cause, study amendment of the center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 can be carried out only by velocity-of-rear-wheel difference $|VRL-VRR|$, and it excels in safety.

Therefore, when front wheels 64 and 65 are changed into a revolution condition and the car 82 under stop departs, as it is shown in Fig. 7 showing an example of the change condition of center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 at this time Although the amount of amendments from initial value $\Delta M(o)$ of the steering shaft revolution location in the step of M1 mentioned above will become very big when the learning control of center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 is the first time Center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 after a two-times eye will be in the condition of having been stopped, by actuation in the step of H17 and H19.

Thus, after carrying out study amendment of the center-valve-position ΔM of the steering shaft 83, target driving torque TOS in the case of performing slip control which regulates an engine's 11 driving torque based on the detecting signal from the front-wheel rotation sensor 66 and the detecting signal from the rear wheel rotation sensors 80 and 81 is calculated.

By the way, since it can consider that coefficient of friction of a tire and a road surface is equivalent to the rate of change (this is hereafter called order acceleration) GX of the vehicle speed V which joins a car 82 In this example, the order [this] acceleration GX is computed based on the detecting signal from the rear wheel rotation sensors 80 and 81. Criteria driving torque TB of the engine 11 corresponding to the maximum of the order [this] acceleration GX It amends based on the deflection (this is hereafter called the

amount of slips) s of the front wheel speed VF detected from the front-wheel rotation sensor 66, and the target front wheel speed VFO corresponding to said vehicle speed V, and is calculation ***** about target driving torque TOS.

Although TCL76 computes the vehicle speed VS for slip control based on the detecting signal from the rear wheel rotation sensors 80 and 81 first as shown in Fig. 8 showing the operation block for computing this engine's 11 target driving torque TOS In this example, the value of the smaller one of the two velocity of rear wheel VRL and VRR is chosen as the first vehicle speed VS for slip control in the low vehicle speed selection section 101. The value of the bigger one of the two velocity of rear wheel VRL and VRR is chosen as the second vehicle speed VS for slip control in the high vehicle speed selection section 102, and it chooses further whether which output of the two selection sections 101,102 is incorporated by the transfer switch 103 on it.

In addition, the first vehicle speed VS chosen in the low vehicle speed selection section 101 in this example **** kV of weighting corresponding to the vehicle speed V computed by the value VL of the smaller one of the two velocity of rear wheel VRL and VRR by the aforementioned (1) formula is ***** (ed) in the multiplication section 104. It is asking by adding what carried out the multiplication of the (1-KV) in the multiplication section 105 to the value VH of the larger one of this and the two velocity of rear wheel VRL and VRR.

Flag FS among the condition, i.e., slip control, that an engine's 11 driving torque is actually reduced by slip control namely, in the state of a set The value of the smaller one of the two velocity of rear wheel VRL and VRR is chosen as the vehicle speed VS by the transfer switch 103. Flag FS chooses the value of the bigger one of the two velocity of rear wheel VRL and VRR as the vehicle speed VS in the state of reset among the condition, i.e., slip control, that an engine's 11 driving torque is not reduced even if the operator wishes slip control.

This is for also making difficult the shift in this case of being reverse at the same time it makes it hard to shift to the condition that an engine's 11 driving torque is reduced, from the condition that an engine's 11 driving torque is not reduced. For example, when the value of the smaller one of the two velocity of rear wheel VRL and VRR under revolution of a car 82 is chosen as the vehicle speed VS, In spite of having not generated the slip for front wheels 64 and 65, in order to avoid fault it will judge that the slip is generated and an engine's 11 driving torque will be reduced, When an engine's 11 driving torque is once reduced in consideration of the transit safety of a car 82, it is because it considered so that this condition might be continued.

Moreover, when computing the vehicle speed VS in the low vehicle speed selection section 101, the multiplication of the **** kV of weighting is carried out to the value VL of the smaller one of the two velocity of rear wheel VRL and VRR in the multiplication section 104. Adding what carried out the multiplication of the (1-KV) in the multiplication section 105 to the value VH of the larger one of this and the two velocity of rear wheel VRL and VRR For example, in case it runs the small revolution way of the radius of curvature like the right and left chip box in a crossing etc. a front wheel -- 64 -- 65 -- peripheral velocity -- the average -- two -- a ** -- velocity of rear wheel -- VRL -- VRR -- inside -- being small -- the direction -- a value -- VL -- large -- being different -- now -- obtaining -- a result -- feedback -- depending -- driving torque -- amendment -- an amount -- being large -- elapsing -- a car -- 82 -- acceleration -- a sex -- spoiling -- having -- fear -- it is -- a sake -- it is .

In addition, he is trying to read from the **** map which shows **** kV of said weighting in Fig. 9 based on the vehicle speed V of the aforementioned (1) formula which is the average of the peripheral velocity of rear wheels 78 and 79 in this example.

Thus, although the order acceleration GX is computed based on the vehicle speed VS for slip control computed, the current car 82 order acceleration GX (n) is computed like a bottom type in the derivation section 106 from the vehicle speed VS (n) computed first this time and the vehicle speed VS (n-1) computed 1 time ago.

$$G_{x(n)} = \frac{V_{s(n)} - V_{s(n-1)}}{3.6 \cdot \Delta t \cdot g}$$

However, 15 mses and g whose deltai is the sampling period of this control are gravitational acceleration. And when the acceleration GX (n) before and after computing is set to 0.6g or more, the order acceleration GX (n) is clipped in 0.6g in the clip section 107 so that the maximum of the order [this] acceleration GX (n) may not exceed 0.6g in consideration of the safety to an operation mistake etc. Furthermore, the acceleration GXF before and after correction is computed by performing filtering for noise rejection in the

filter section 108.

This filtering from the ability of the car 82 order acceleration GX (n) to consider that it is equivalent to coefficient of friction of a tire and a road surface Even when it becomes that it is likely to separate from target slip ratio SO to which the maximum of the car 82 order acceleration GX (n) changed, and slip ratio S of a tire corresponded with the maximum of coefficient of friction of a tire and a road surface, or its near It is for correcting the order acceleration GX (n), and is specifically done as follows so that a value smaller than this may be made to maintain slip ratio S of a tire in the maximum of coefficient of friction of a tire and a road surface, corresponding target slip ratio SO, or its near.

This acceleration GXF before and after correction when a car 82 is continuing accelerating when it is more than the last order [correction] acceleration GXF (n-1) to which filtering of this time order acceleration GX

(n) was carried out that is, (n)
$$G_{XF}(n) = \frac{28}{256} \cdot \sum \{ G_X(n) - G_{XF}(n-1) \}$$

It carries out and delay processing performs noise rejection, and the acceleration GXF before and after correction (n) is made to follow the early order acceleration GX (n) comparatively, and it goes.

When this time order acceleration GX (n) is under the last order [correction] acceleration GXF (n-1) that is, while the car 82 is seldom accelerating, the following processings are performed to every sampling period delta[of the main timer] t.

During slip control, Flag FS is not set, that is, since it was while the car 82 slowed down, the fall of the acceleration GXF before and after correction (n) was controlled as $G_{XF}(n) = G_{XF}(n-1) - 0.002$, and in the condition of not reducing the driving torque of the engine 11 by slip control, the responsibility over the acceleration demand of the car 82 by the operator is secured.

Moreover, in the condition of reducing an engine's 11 driving torque by slip control, since a car 82 is under moderation and there is no problem in safety also when the slip forward [64 and 65], i.e., front wheels, is generated somewhat, the fall of the acceleration GXF before and after correction was controlled as $G_{XF}(n) = G_{XF}(n-1) - 0.002$, and the amount s of slips has secured the responsibility over the acceleration demand of the car 82 by the operator.

Furthermore, in the condition of reducing an engine's 11 driving torque by slip control, the amount s of slips of front wheels 64 and 65 holds the maximum of the acceleration GXF before and after correction, while negative [82], i.e., a car, is slowing down, and the responsibility over the acceleration demand of the car 82 by the operator is secured.

Similarly, in the shift up of the hydraulic automatic transmission 13 by hydraulic control 16, the maximum of the acceleration GXF before and after correction is held on the need of securing the feeling of acceleration to an operator, in the condition of reducing the driving torque of the engine 11 by slip control. And although the acceleration GXF before and after correction by which noise rejection was carried out in the filter section 108 carries out the torque conversion of this in the torque conversion section 109 The value computed in this torque conversion section 109 After clipping this or more in zero in order to prevent an operation mistake in the clip section 110 since it should become a forward value with a natural thing, The rolling resistance TR computed in the rolling resistance calculation section 111 is added by the adder unit 112. Furthermore, the cornering drag amendment torque TC computed based on the detecting signal from the steering angle sensor 84 in the amount calculation section 113 of cornering drag amendments of this invention is added by the adder unit 114, and criteria driving torque TB shown in a bottom type (4) is computed.

$TB = GFO - Wb - r + TR + TC \dots (4)$

Here, Wb is a body weight and r is the effective radius of front wheels 64 and 65.

Although said rolling resistance TR is computable as a function of the vehicle speed V, in this example, it is asking from the **** map shown in Fig. 10. In this case, although he is trying to choose either based on the detecting signal from the inclination sensor which the object for climb ways shown with the object for flat ways shown as a continuous line among drawing and a two-dot chain line was written in the map, and was built into the car 82 and which is not illustrated since a flat way differs in rolling resistance TR from a climb way, it is also possible to set up rolling resistance TR still more finely including a downward slope etc.

Moreover, in this invention, said cornering drag amendment torque TC is searched for from the **** map shown in Fig. 11, and since an actual run state and an engine's 11 approximated criteria torque TB can be set up and criteria driving torque TB of the engine 11 immediately after revolution is larger by this, the acceleration feeling of the car 82 after escaping from a revolution way improves.

In addition, by this example, fault from which the value which subtracted last amendment torque TP1D later

mentioned from this criteria driving torque TB in the subtraction section 116 becomes negative is prevented by setting up a lower limit in the adjustable clip section 115 to criteria driving torque TB computed by the aforementioned (4) formula. As shown in the **** map shown in Fig. 12, he is trying to reduce gradually the lower limit of this criteria driving torque TB according to the elapsed time from the initiation point in time of slip control.

On the other hand, TCL76 computes an engine's 11 target driving torque TOS by computing the actual front wheel speed VF based on the detecting signal from the front-wheel rotation sensor 66, and performing feedback control of said criteria driving torque TB using the amount s of slips which is deflection with the target front wheel speed VFS for amendment torque calculation set up based on the target front wheel speed VFO set up based on this front wheel speed VF and the vehicle speed VS for slip control as stated also in advance.

by the way, in order to use effectively the driving torque generated in an engine 11 at the time of acceleration of a car 82 As the continuous line in the 13th Fig. shows, slip ratio S of the tire of the front wheels 64 and 65 under transit While it adjusts so that the maximum of coefficient of friction of this tire and road surface, corresponding target slip ratio SO, or its near may make a value smaller than this, and avoiding the loss of energy, it is desirable to make it not spoil the controllability ability or the acceleration engine performance of a car 82.

It is desirable it to be known here for that target slip ratio SO will sway in about 0.1 to 0.25 range according to the situation of a road surface, therefore to make the front wheels 64 and 65 which are driving wheels generate about 10% of the amount s of slips to a road surface during transit of a car 82. **** of a more than is taken into consideration and the target front wheel speed VFO is set up as a bottom type in the multiplication section 117.

VFO=1.1andV And TCL76 reads the amount VK of slip amendments corresponding to the acceleration GXF before and after correction mentioned above from the **** map shown in Fig. 14 in the acceleration amendment section 118, and adds this to the target front wheel speed VFO for criteria torque calculation by the adder unit 119. Although this amount VK of slip amendments is giving an inclination which increases gradually as the value of the acceleration GXF before and after correction becomes large, it is creating this map based on a driving test etc. in this example.

Thereby, the target front wheel speed VFS for amendment torque calculation increases, and it is set up so that slip ratio S at the time of acceleration may become a value smaller than this in target slip ratio SO shown as the continuous line in the 13th Fig., or its near.

On the other hand, as the alternate long and short dash line in the 13th Fig. shows, a thing fairly smaller than target slip ratio SO of the tire used as the maximum of coefficient of friction of the tire and road surface under rectilinear propagation understands the relation between coefficient of friction of the tire and road surface under revolution, and slip ratio S of this tire for the slip ratio of the tire used as the maximum of coefficient of friction of the tire and road surface under revolution. Therefore, it is desirable for a car 82 to set up the target front wheel speed VFO smaller than the time of rectilinear propagation so that this car 82 can circle smoothly during revolution.

Then, the amount VKC of slip amendments corresponding to said target lateral acceleration GYO is read from the **** map shown as the continuous line of Fig. 15 by the revolution amendment section 120, and this is subtracted from the target front wheel speed VFO for criteria torque calculation in the subtraction section 121. However, since there is no dependability of turn combination deltaH of the steering shaft 83 until study of center-valve-position deltaM of the first steering shaft 83 performed after ON actuation of the ignition key switch 75 is performed, said amount VKC of slip amendments is read from the **** map shown with the broken line of Fig. 15 based on the lateral acceleration GY which actually acts on a car 82 with the peripheral velocity VRL and VRR of rear wheels 78 and 79.

By the way, said target lateral acceleration GYO computes the rudder angle delta by the aforementioned (2) formula based on the detecting signal from the steering angle sensor 84, and it is carrying out study amendment of the center-valve-position deltaM of the steering shaft 83 while asking by the aforementioned (3) formula using this rudder angle delta.

Therefore, if abnormalities occur in the steering angle sensor 84 or the steering shaft-basis location sensor 86, it is possible to become the value which the target lateral acceleration GYO completely mistook. So, when abnormalities occur in steering angle sensor 82 grade, the actual lateral acceleration GY generated on a car 82 using velocity-of-rear-wheel difference $|VRL - VRR|$ is computed, and this is used instead of the target lateral acceleration GYO.

This actual lateral acceleration GY is computed like a bottom type (5) by the lateral acceleration operation

part 122 incorporated in TCL76 from velocity-of-rear-wheel difference $|V_{RL}-V_{RR}|$ and the vehicle speed V , and, specifically, the correction lateral acceleration GYF which carried out noise rejection processing of this in the filter section 123 is used.

$$G_Y = \frac{|V_{RL} - V_{RR}| \cdot V}{3.6^2 \cdot b \cdot g} \quad \dots (5)$$

However, b is the tread of rear wheels 78 and 79, and is performing low-pass processing in said filter section 123 by the digital operation which shows this correction lateral acceleration $GYF(n)$ in a bottom type from the lateral acceleration $GY(n)$ computed this time and the correction lateral acceleration $GYF(n-1)$ computed last time.

$$G_{YF}(n) = \sum \frac{20}{256} \{ G_Y(n) - G_{YF}(n-1) \}$$

It is detectable by TCL76 whether abnormalities occurred in said steering angle sensor 84 or the steering shaft-basis location sensor 86 with the open-circuit detector shown in Fig. 16. That is, while carrying out pull-up of the output of the steering angle sensor 84 and the steering shaft-basis location sensor 86 by Resistance R , it grounds by Capacitor C , and while inputting the output into 76ATCL0 terminal as it is and presenting various control with it, it is made to input into A1 terminal through a comparator 88. If the default value of 4.5 volts is impressed to the negative terminal of this comparator 88 as reference voltage and the steering angle sensor 84 is disconnected, a comparator 88 serves as [the input voltage of A0 terminal] ON exceeding default value, and the input voltage of A1 terminal will continue and it will be set to high level H . Then, if the input voltage of A1 terminal is fixed time amount H , for example, the high level during 2 seconds, the program of TCL76 is set up so that it may be judged as an open circuit and the abnormal occurrence of these steering angle sensor 84 or the steering shaft-basis location sensor 86 may be detected.

Although the example mentioned above detected the abnormalities of steering angle sensor 84 grade by hardware, naturally it is also possible to detect the abnormality by software.

For example, when TCL76 judges the abnormalities by the open-circuit detection first shown in said Fig. 16 by $W1$ as shown in Fig. 17 showing an example of the detection procedure of this abnormality, and it is judged that it is not unusual, it judges whether abnormalities are in the front-wheel rotation sensor 66 and the rear wheel rotation sensors 80 and 81 in $W2$. More than one revolution of the steering shaft 83 in $W3$, for example, it judges whether it steered 400 degrees or more in the same direction., when it is judged at this step of $W2$ that there are no abnormalities in each rotation sensors 66, 80, and 81 When it is judged that the steering shaft 83 steered 400 degrees or more in the same direction at the step of this $W3$, it judges whether there was any signal which tells criteria location ΔN of the steering shaft 83 from the steering shaft-basis location sensor 86 in $W4$.

And if the steering shaft-basis location sensor 86 is normal when it is judged that there is no signal which tells criteria location ΔN of the steering shaft 83 at this step of $W4$, once [at least], there must be a signal which tells criteria location ΔN of the steering shaft 83, will judge that the steering angle sensor 84 is unusual in $W4$, and will set the flag FW in an abnormal occurrence.

When it is judged that the steering shaft 83 is not steered 400 degrees or more in the same direction at the step of said $W3$, or when it is judged that there was a signal which tells criteria location ΔN of the steering shaft 83 at the step of $W4$ from the steering shaft-basis location sensor 86 It judges whether at least one of whether study of steering shaft center-valve-position ΔM can be managed with $W6$ and the two flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] is set.

and when it is judged that study of center-valve-position ΔM of the steering shaft 83 can be managed with this step of $W6$ Velocity-of-rear-wheel difference $|V_{RL}-V_{RR}|$ exceeds per hour 1.5km in $W7$. The vehicle speed V is between per hour 20km and per hour 60km in $W8$. and when the absolute value of turn combination ΔH of the steering shaft 83 at this time was less than 10 degrees, i.e., it is judged in $W9$ that a car 82 is circling at a certain amount of rate If the steering angle sensor 84 is functioning normally, since the absolute value of said turn combination ΔH should become 10 degrees or more, it will be judged in $W10$ that the steering angle sensor 84 is unusual.

In addition, since said amount VKC of slip amendments corresponding to the target lateral acceleration GYO can consider the increase of the end of an operator's steering handle 85, this target lateral acceleration GYO has set it up in the small field more smallish than the amount VKC of slip amendments corresponding to the correction lateral acceleration GYF . Moreover, in the small field, it is desirable to secure the

acceleration nature of a car 82, and the vehicle speed V is computing the amount VKF of correction slip amendments conversely by this vehicle speed's V reading from the map which shows the correction factor corresponding to the vehicle speed V in Fig. 18 to the amount VKC of slip amendments read from Fig. 15 since it is necessary to take into consideration the ease of carrying out of revolution above a certain amount of rate, and carrying out multiplication.

Good turnability is secured, although the target front wheel speed VFO for amendment torque calculation decreases, slip ratio S at the time of revolution becomes smaller than target slip ratio SO at the time of rectilinear propagation by this and the acceleration engine performance of a car 82 falls a little.

As shown in Fig. 19 showing the selection procedure of these targets lateral acceleration GYO and the actual lateral acceleration GY, it judges whether by TCLT1, 76 adopt the correction lateral acceleration GYF from said filter section 123 as lateral acceleration for computing the amount VKC of slip amendments, and Flag FS is set during slip control T2.

If it judges that Flag FS is set during slip control at this step of T2, said correction lateral acceleration GYF will be adopted as it is. This is because there is a possibility that the amount VKC of slip amendments may change a lot, and the behavior of a car 82 may be confused, when the lateral acceleration used as the criteria which determine the amount VKC of slip amendments during slip control is changed from the correction lateral acceleration GYF to the target lateral acceleration GYO.

If it judges that the flag F3 is not set during slip control at said step of T2, it will judge whether either of the two flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] is set in T3. Here, when it is judged that two flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] are set by neither, said correction lateral acceleration GYF is adopted as it is too. Moreover, if it judges that either of the two flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] is set at the step of this T3, said target lateral acceleration GYO will be adopted as lateral acceleration for computing the amount VKC of slip amendments in T four. The target front wheel speed VFS for amendment torque calculation becomes as a bottom type the above result.

$VFS = VFO + VK - VKF$ Next, the amount s of slips which is the deflection of the real front wheel speed VF obtained from the detecting signal of the front-wheel rotation sensor 66 by filtering aiming at noise rejection etc. and said target front wheel speed VFS for amendment torque calculation is computed in the subtraction section 124. And when this amount s of slips is -2.5km or less below the negative set point, for example, per hour, -2.5km is clipped in the clip section 125 as an amount s of slips per hour, proportionality amendment later mentioned to the amount s of slips after this clip processing is performed, and he prevents overdamping in this proportionality amendment, and is trying for hunting of an output not to occur.

Moreover, last amendment torque TPID is computed by performing integral amendment using integration constant ΔT_i later mentioned to the amount s of slips before this clip processing, and performing differential correction further.

As said proportionality amendment, the amount s of slips was multiplied by the proportionality coefficient KP in the multiplication section 126, the fundamental amount of amendments was calculated, the multiplication of the correction factor ρ_{KP} further set up beforehand by change-gear-ratio ρ_{om} of the hydraulic automatic transmission 13 in the multiplication section 127 was carried out, and the proportionality amendment torque TP has been acquired. In addition, he is trying to read a proportionality coefficient KP from the map shown in Fig. 20 according to the amount s of slips after clip processing.

Moreover, in order to realize amendment corresponding to a loose change of the amount s of slips as said integral amendment, the amount of amendments fundamental in the integration operator section 128 was computed, the multiplication of the correction factor ρ_{KI} beforehand set up based on change-gear-ratio ρ_{om} of the hydraulic automatic transmission 13 to this amount of amendments in the multiplication section 129 was carried out, and the integral amendment torque TI has been acquired. In this case, this example is integrated with fixed minute integral amendment torque ΔT_i , for every sampling period of 15 mses, when the amount s of slips is forward, said minute integral amendment torque ΔT_i is added, and when the amount s of slips is negative conversely, minute integral amendment torque ΔT_i is subtracted.

However, the **** lower limit TIL shown in the adjustable map of Fig. 21 according to the vehicle speed V is set to this integral amendment torque TI. At the time of start on an ascent hill, use the big integral amendment torque TI especially by this clip processing at the time of start of a car 82, and an engine's 11 driving force is secured. Since the stability of control is lacked when amendment is too large conversely, after the vehicle speed V rises after start of a car 82, he is trying for the integral amendment torque TI to become small. Moreover, in order to raise the convergency of control, a upper limit, for example, 0kgm, is set as the integral amendment torque TI, and as the integral amendment torque TI is shown in Fig. 22 by this

clip processing, it changes.

Thus, the proportionality amendment torque TP and the integral amendment torque TI which were computed are added by the adder unit 130, and the proportional integral amendment torque TPI is computed.

In addition, he is trying to read said correction factor rhoKP and rhoKI from the **** map shown in Fig. 23 which related with change-gear-ratio rhom of the hydraulic automatic transmission 13, and was set up beforehand.

Moreover, in this example, the rate of change GS of the amount s of slips is computed in the derivation section 131, and the fundamental amount of amendments to a rapid change of the amount s of slips is computed by multiplying this by the differential coefficient KD in the multiplication section 132. And clip processing was performed in the clip section 133, and the differential correction torque TD has been acquired so that a limit with a upper limit and a lower limit may be prepared in the value acquired by this, respectively and the differential correction torque TD may not serve as an extremely big value. The wheel speed VF, VRL, and VRR under transit of a car 82 this clip section 133 according to a road surface situation, the run state of a car 82, etc. Since there is a possibility that may be in a slip or a lock condition momentarily, the rate of change GS of the amount s of slips may serve as a forward or negative, extremely big value in such a case, control may emit, and responsibility may fall For example, it is for clipping a upper limit in 55kgm(s), while clipping a lower limit in -55kgm, and making it the differential correction torque TD not serve as an extremely big value.

Target driving torque TOS for slip control shown in a bottom type (6) is computed by adding these proportional integral amendment torque TPI and the differential correction torque TD by the adder unit 134 the appropriate back, subtracting the last amendment torque TPID acquired by this from the above-mentioned criteria driving torque TB in the subtraction section 116, and carrying out the multiplication of the inverse number of the overall gear ratio between an engine 11 and the axles 89 and 90 of front wheels 64 and 65 in the multiplication section 135 further.

$$T_{os} = \frac{T_B - T_{PID}}{\rho_m \cdot \rho_d \cdot \rho_T} \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

However, rhod is a differential gear reduction gear ratio, rhoT is a torque-converter ratio, and in case the hydraulic automatic transmission 13 performs gear change actuation of up shifting, change-gear-ratio rhom by the side of a high-speed stage is outputted after the gear change termination. that is, in gear change actuation of the up shifting of the hydraulic automatic transmission 13 Since target driving torque TOS increases and the engine 11 has been played during gear change so that clearly also from the above-mentioned (6) formula if change-gear-ratio rhom by the side of a high-speed stage is adopted at the output time of a gear change signal, After outputting the signal of gear change initiation, gear change actuation is completed, for example, 1.5 seconds after change-gear-ratio rhom by the side of the constant-speed stage which can make target driving torque TOS smaller is held and outputting the signal of gear change initiation for 1.5 seconds, change-gear-ratio rhom by the side of a high-speed stage is adopted. Since it is the same, in gear change actuation of the down shifting of the hydraulic automatic transmission 13, change-gear-ratio rhom by the side of a constant-speed stage is immediately adopted at the output time of a gear change signal.

Since it should become a forward value with target driving-torque TOS computed by the aforementioned (6) formula being natural, target driving-torque TOS clips or more in zero in order to prevent an operation mistake in the clip section 136, and the information about this target driving-torque TOS is outputted to ECU15 according to judgment processing in initiation / termination judging section 137 for judging initiation or termination of slip control.

Initiation / termination judging section 137 judges it as initiation of slip control, when all the conditions shown in following (a) - (e) are satisfied. A transfer switch 103 is operated so that the output from the low vehicle speed selection section 101 may be chosen as the vehicle speed VS for slip control, while setting Flag FS during slip control. The information about target driving torque TOS is outputted to ECU15, and this processing is continued until it judges termination of slip control and Flag FS is reset during slip control.

(a) The operator operated the manual switch which is not illustrated and wishes slip control.

(b) The driving torque Td which the operator is demanding is the minimum more than driving torque required for making it run a car 82, for example, 4 kgms.

In addition, in this example, it has read from the **** map which shows this demand driving torque Td in

Fig. 24 beforehand set up based on the engine rotational frequency NE computed by the detecting signal from the crank angle sensor 62, and accelerator opening thetaA computed by the detecting signal from the accelerator opening sensor 76.

(c) The amount s of slips is per hour 2km or more.

(d) The rate of change GS of the amount s of slips is 0.2g or more.

(e) The real acceleration of the front tire GF which carried out time amount differential of the real front wheel speed VF in the derivation section 138 is 0.2g or more.

On the other hand, when either of the conditions shown in following (f) and (g) is satisfied after said initiation / termination judging section 137 judged initiation of slip control It is judged as slip control termination and Flag FS is reset during slip control, and while stopping transmission of target driving torque TOS to ECU15, a transfer switch 103 is operated so that the output from the high vehicle speed selection section 102 may be chosen as the vehicle speed VS for slip control.

(f) Target driving torque TOS is more than demand driving torque Td, and constant value, for example, the condition of being -2km or less per hour, is continuing the amount s of slips 0.5 seconds or more during 1 scheduled time, for example.

(g) The condition which changed the idle switch 68 to ON from OFF, i.e., the condition that the operator opened the accelerator pedal 31 wide, is continuing 0.5 seconds or more during 1 scheduled time, for example.

The manual switch which is not illustrated for an operator to choose slip control is formed in said car 82, and when an operator operates this manual switch and chooses slip control, slip control explained below is operated.

Although 75 compute target driving torque TOS by TCLS1 by the detection and data processing of various data which were mentioned above as shown in Fig. 25 showing the flow of processing of this slip control, this math operation is performed regardless of actuation of said manual switch.

Next, although it judges whether Flag FS is first set during slip control in S2, since Flag FS is not set during slip control at first, it judges whether the amount s of slips of 76 of front wheels 64 and 65 is larger than the threshold set up beforehand, for example, per hour 2km, at TCLS3.

If the amount s of slips judges that it is larger than per hour 2km at this step of S3, it will judge whether TCL76 has the rate of change GS of the amount s of slips larger than 0.2g at S4.

If it judges that the amount rate of change GS of slips is larger than 0.2g at the step of this S4, it will judge whether there is any volition which whether being larger than the minimum driving torque required in order for an operator's demand driving torque Td to make it running a car 82 by TCL 76S5, for example, 4kgm(s), and an operator that is, run a car 82.

The demand driving torque Td is larger than 4kgm(s) at this step of S5, namely, if an operator judges that there is volition which makes it run a car 82, he will judge again whether Flag FS is set during slip control S6, and Flag FS is set during slip control S7.

When it is judged that Flag FS is setting during slip control at this step of S7, target driving torque TOS for slip control beforehand computed by the aforementioned (6) formula as an engine's 11 target driving torque TOS in S8 is adopted.

Moreover, when it is judged that Flag FS is reset during slip control at said step of S7, as a result of TCL's76 outputting an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOS in S9 and ECU's15 falling the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

In addition, when the amount s of slips of front wheels 64 and 65 judges that it is smaller than per hour 2km at the step of S3, Or when it is judged at the step of S4 that the amount rate of change GS of slips is smaller than 0.2g, or when it is judged at the step of S5 that the demand driving torque Td is smaller than 4kgm(s) Shift to said step of S7 then, and TCL76 outputs an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOS at the step of S9. As a result of ECU's15 reducing the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

On the other hand, when it is judged that Flag FS is set during slip control at said step of S2, it judges whether the condition below target [for -2km or less and the demand driving torque Td to have been computed in S1 per hour which is the threshold which the amount s of slips of front wheels 64 and 65 mentioned above in S10] driving torque TOS is continuing 0.5 seconds or more.

At this step of 10, the amount s of slips is smaller than per hour 2km, and the condition below target driving torque TOS is continuing [the demand driving torque Td] 0.5 seconds or more, namely, if it judges that the

operator does not already wish acceleration of a car 82, Flag FS will be reset during slip control S11, and it will shift to the step of S7.

If the amount s of slips is larger than per hour 2km at said step of S10, or the condition below target driving torque TOS is not continuing 0.5 seconds or more, namely, the demand driving torque T_d judges that the operator wishes acceleration of a car 82, an idle switch 68 will judge whether ON, i.e., the close-by-pass-bulb-completely condition of a throttle valve 20, is continuing 0.5 seconds or more by TCL 76S12.

When it is judged at this step of S12 that an idle switch 68 is ON, since the operator has not broken in the accelerator pedal 31, it shifts to the step of S11 and Flag FS is reset during slip control. On the contrary, since the operator has broken in the accelerator pedal 31 when it is judged that an idle switch 68 is off, it shifts to the step of S7 again.

In addition, when the operator is not operating the manual switch which chooses slip control, TCL76 calculates the target driving torque of the engine 11 at the time of performing revolution control, after computing target driving torque TOS for slip control as mentioned above.

By the way, although the lateral acceleration GY of a car 82 is actually computable with the aforementioned (5) formula using velocity-of-rear-wheel difference $|V_{RL} - V_{RR}|$, since prediction of the value of the lateral acceleration GY which acts on a car 82 by using steering shaft turn combination ΔH is attained, it has the advantage which can perform quick control.

Then, on the occasion of revolution control of this car 82, from steering shaft turn combination ΔH and the vehicle speed V , TCL76 computes the target lateral acceleration GYO of a car 82 by the aforementioned (3) formula, and sets up the acceleration GXO of a car-body cross direction from which a car 82 does not serve as extreme understeering, i.e., target order acceleration, based on this target lateral acceleration GYO. And target driving torque TOC of this target order acceleration GXO and the corresponding engine 11 is computed.

As shown in Fig. 26 showing the operation block of this revolution control TCL76 calculates the rudder angle Δ of front wheels 64 and 65 from the aforementioned (2) formula based on the detecting signal from the steering angle sensor 84 while calculating the vehicle speed V by the aforementioned (1) formula from the output of the rear wheel rotation sensors 80 and 81 of a pair by the vehicle speed operation part 140. The target lateral acceleration GYO of the car 82 at this time is computed from the aforementioned (3) formula by the target lateral acceleration operation part 141. in this case, since a direction [when the vehicle speed V be a small less than field, for example, per hour 23km, it forbade revolution control rather than it performed revolution control] can obtain acceleration sufficient in the cases, such as a right and left chip box in a crossing with much traffic, and its convenience at the point of safety be good in many cases, it be carrying out the multiplication of the **** correction factor KY show in Fig. 27 in the correction factor multiplication section 142 to the target lateral acceleration GYO according to the vehicle speed V in this example.

By the way, it is desirable not to start revolution control until study of steering shaft center-valve-position ΔM is performed, since computing the target lateral acceleration GYO from (3) types based on the rudder angle Δ has a problem in respect of dependability in the condition that study of steering shaft center-valve-position ΔM is not performed. However, when running a crookedness way from immediately after transit initiation of a car 82, a car 82 will be in the condition of needing revolution control, but since the study start condition of steering shaft center-valve-position ΔM does not fill easily, there is a possibility of generating the fault by which this revolution control is not started. Then, it enables it for a transfer switch 143 to perform revolution control using the correction lateral acceleration GYF from the filter section 123 based on the aforementioned (5) formula in this example until study of steering shaft center-valve-position ΔM is performed. that is, any of two flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] -- although -- in the condition of being reset, if the correction lateral acceleration GYF is adopted by the transfer switch 143 and at least one side of the two flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] is set, the target lateral acceleration GYO from the correction factor multiplication section 142 will be chosen by the transfer switch 143.

Moreover, the stability factor A mentioned above is a value decided by the configuration of the suspension system of a car 82, a property or a road surface situation of a tire, etc. as everyone knows. The actual lateral acceleration GY specifically generated on a car 82 in the time of stationary circle revolution, Steering angle ratio $\Delta H / \Delta H_0$ (it is based on center-valve-position ΔM of the steering shaft 83) of the steering shaft 83 at this time Lateral acceleration GY is expressed to turn combination ΔH_0 of the steering shaft 83 in the pole low-speed run state which becomes about zero as an inclination of the tangent in the graph of turn combination ΔH of the steering shaft 83 at the time of acceleration with which relation is expressed

comparatively as shown, for example in Fig. 28. That is, although lateral acceleration GY is small and the stability factor A serves as [the vehicle speed V] about 1 constant value (A= 0.002) in the field which is not not much high, when lateral acceleration GY exceeds 0.6g, the stability factor A increases rapidly and a car 82 comes to show a very strong understeering inclination.

When it carries out based on Fig. 28 corresponding to the pavement road surface (this is hereafter called a quantity mu way) of dryness, the stability factor A is set as 0.002, and since it is above, an engine's 11 driving torque is controlled so that the target lateral acceleration GYO of the car 82 computed by (3) types is set to less than 0.6g.

In addition, what is necessary is just to set up the stability factor A for example, before and behind 0.005 in the case of road surfaces (for this to be hereafter called a low mu way) on which it is easy to slide, such as a freezing way. In this case, for example, (GYF-2), judge whether it is large, and on a low mu way, since the direction of the target lateral acceleration GYO serves as a big value from the actual lateral acceleration GY, when the target lateral acceleration GYO is larger than this threshold, the target lateral acceleration GYO judges that a car 82 is running a low mu way, and should just perform revolution control for low mu ways if needed. [the threshold set up beforehand] [whether the target lateral acceleration GYO is larger than the threshold beforehand set up by specifically adding 0.05g to the correction lateral acceleration GYF computed based on the aforementioned (5) formula, and] That is, on a low mu way, since the direction of the target lateral acceleration GYO serves as a big value from the actual lateral acceleration GY, it judges whether the target lateral acceleration GYO is larger than this threshold, and when the target lateral acceleration GYO is larger than a threshold, it is judged that a car 82 is running a low mu way.

Thus, if the target lateral acceleration GYO is computed, it will read from the **** map which shows the target order acceleration GXO of the car 82 beforehand set up according to the magnitude and the vehicle speed V of this target lateral acceleration GYO in Fig. 29 beforehand memorized by TCL76 in the target order acceleration calculation section 144. Criteria driving torque TB of the engine 11 corresponding to this target order acceleration GXO is computed by the bottom type (7) in the criteria driving torque calculation section 145.

$$T_B = \frac{G_{xo} \cdot W_b \cdot r + T_L}{\rho_m \cdot \rho_d \cdot \rho_T} \quad \dots (7)$$

However, TL is load load (Road-Load) torque which is resistance of the road surface called for as a function of the lateral acceleration GY of a car 82, and is calculated by this example from the **** map shown in Fig. 30.

Here, an operator's volition is not reflected at all only by searching for an engine's 11 target driving torque with steering shaft turn combination deltaH and the vehicle speed V, but there is a possibility dissatisfied with an operator of remaining, in respect of the controllability of a car 82. For this reason, it is desirable to calculate an engine's 11 demand driving torque Td for which the operator wishes from the amount of treading in of an accelerator pedal 31, to take into consideration this demand driving torque Td, and to set up an engine's 11 target driving torque.

So, in this example, in order to determine the adoption rate of criteria driving torque TB, the multiplication of the multiplier alpha is carried out to criteria driving torque TB in the multiplication section 146 at weighting, and correction-reference driving torque is searched for. Although revolution transit is carried out and the multiplier alpha of this weighting sets up a car 82 experientially, it adopts the numeric value of order about 0.6 on a quantity mu way.

It asks from the **** map which shows the demand driving torque Td for which an operator wishes on the other hand based on the engine rotational frequency NE detected by the crank angle sensor 55, and accelerator opening thetaA detected by the accelerator opening sensor 77 in said Fig. 29, and, subsequently the amendment demand driving torque corresponding to the multiplier alpha of said weighting is computed by carrying out the multiplication of the (1-alpha) to the demand driving torque Td in the multiplication section 147. For example, when it is set as alpha= 0.6, the adoption rate of criteria driving torque TB and the demand driving torque Td is set to 6 to 4.

Therefore, an engine's 11 target driving torque TOC is computed by the bottom type (8) by the adder unit 148.

$$TOC = \alpha \cdot TB + (1 - \alpha) \cdot T_d \dots (8)$$

By the way, since the shock accompanying the acceleration and deceleration of a car 82 occurred and the fall of a degree of comfort was invited, when the amount of increase and decrease of an engine's 11 target driving torque TOC set up every 15 mses was very big, when it becomes so large that the amount of

increase and decrease of an engine's 11 target driving torque TOC invites the fall of the degree of comfort of a car 82, it is desirable to regulate the amount of increase and decrease of this target driving torque TOC. Absolute value $|\Delta T|$ of the difference of target driving torque TOC (n) computed in the variation clip section 149 in this example this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time so, in being smaller than the increase and decrease TK of a permissible dose Although this computed target driving torque TOC (n) is adopted as it is Difference ΔT of target driving torque TOC (n) computed this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time sets up this target driving torque TOC (n) by the bottom type, in not being larger than the negative increase and decrease TK of a permissible dose.

$TOC(n) = TOC(n-1) - TK$ That is, the range of the cut to target driving torque TOC (n-1) computed last time is regulated by the increase and decrease TK of a permissible dose, and the moderation shock accompanying driving torque reduction of an engine 11 is lessened. Moreover, when difference ΔT of target driving torque TOC (n) computed this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time is more than the increase and decrease TK of a permissible dose, this target driving torque TOC (n) is set up by the bottom type.

$TOC(n) = TOC(n-1) + TK$ That is, when difference ΔT of target driving torque TOC (n) computed this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time exceeds the increase and decrease TK of a permissible dose, the tuck length to target driving torque TOC (n-1) computed last time is regulated by the increase and decrease TK of a permissible dose, and the acceleration shock accompanying an engine's 11 driving torque increase is lessened.

And according to judgment processing in initiation / termination judging section 150 for judging initiation or termination of revolution control, the information about this target driving torque TOC is outputted to ECU15.

This processing is continued until it outputs the information about target driving-torque TOC to ECU15, it judges termination of revolution control and Flag FC is reset during revolution control, while initiation / termination judging section 150 judges it as initiation of revolution control when all the conditions shown in following (a) - (d) are satisfied, and setting Flag FC during revolution control.

(a) Target driving torque TOC does not fulfill a threshold, for example, the value which subtracted 2kgm(s), from the demand driving torque Td.

(b) The operator operated the manual switch which is not illustrated and wishes revolution control.

(c) An idle switch 68 is an OFF state.

(d) The control system for revolution is normal.

On the other hand, when either of the conditions shown in following (e) and (f) is satisfied after said initiation / termination judging section 150 judged initiation of revolution control, it is judged as revolution control termination, Flag FC is reset during revolution control, and transmission of target driving torque TOC to ECU15 is stopped.

(e) Target driving torque TOS is more than demand driving torque Td.

(f) Abnormalities, such as failure and an open circuit, are in the control system for revolution.

By the way, proportionality fixed with a natural thing is between the output voltage of the accelerator opening sensor 77, and accelerator opening θA , and when accelerator opening θA is a close by-pass bulb completely, the accelerator opening sensor 77 is attached to a throttle body 21 so that the output voltage of the accelerator opening sensor 77 may become 0.6 volts. However, when the accelerator opening sensor 77 is removed from a throttle body 21 by inspection and repair of a car 82 etc. and re-attachment is performed, it is substantially impossible to return this accelerator opening sensor 77 to the original installation condition correctly, and there is also a possibility that the location of the accelerator opening sensor 77 to a throttle body 21 may moreover shift in secular change etc.

So, in this example, the dependability of accelerator opening θA which is made to carry out study amendment of the closed position of the accelerator opening sensor 77, and is computed by this based on the detecting signal from the accelerator opening sensor 77 is secured.

As shown in Fig. 31 showing the study procedure of the closed position of this accelerator opening sensor 77 After an ON state and the ignition key switch 75 are turned off from ON by the idle switch 68, The output of fixed time amount 77, for example, the accelerator opening sensor for 2 seconds, is supervised. The minimum value of the output of the accelerator opening sensor 77 in the meantime is incorporated as a closed position of accelerator opening θA . It memorizes to RAM with backup which was included in ECU15 and which is not illustrated, and accelerator opening θA is amended till next study on the basis of the minimum value of the output of this accelerator opening sensor 77.

However, since storage of said RAM will be eliminated when the battery which was carried in the car 82

and which is not illustrated is removed, in such a case, the study procedure shown in Fig. 32 is adopted. That is, 76 make RAM memorize initial value θ_A (O) by TCLA1 A2, when it is judged that it judges and close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of accelerator opening θ_A is not memorized by RAM at this step of A1 whether close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of accelerator opening θ_A is memorized by said RAM.

On the other hand, when it is judged that close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of accelerator opening θ_A is memorized by RAM at this step of A1, it judges in A3 whether the ignition key switch 75 is an ON state. When it is judged that the ignition key switch 75 changed from the ON state to the OFF state at the step of this A3, the count of the timer for study which is not illustrated in A4 is made to start. And an idle switch 68 judges in A5 whether it is an ON state after count initiation of this timer for study.

If it judges that an idle switch 68 is an OFF state at the step of this A5, it will judge whether the count of said timer for study reached in A6 at the set point, for example, 2 seconds, and it returns to the step of this A5 again. Moreover, when it is judged at the step of A5 that an idle switch 68 is an ON state, the output of the accelerator opening sensor 77 is read with a predetermined period A7, and it judges whether this accelerator opening θ_A (n) is smaller than minimum value θ_{AL} of old accelerator opening θ_A at A8.

When this accelerator opening θ_A (n) judges that it is larger than minimum value θ_{AL} of old accelerator opening θ_A , here When minimum value θ_{AL} of old accelerator opening θ_A is held as it was and this accelerator opening θ_A (n) judges conversely that it is smaller than minimum value θ_{AL} of old accelerator opening θ_A , this accelerator opening θ_A (n) is updated as new minimum value θ_{AL} in A9. This actuation is repeated until the count of said timer for study reaches at the step of A6 at the set point, for example, 2 seconds.

If the count of the timer for study reaches the set point, it will judge whether it is between the clip value which minimum value θ_{AL} of accelerator opening θ_A set up beforehand in A10, for example, 0.3 volts, and 0.9 volts. and close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of accelerator opening θ_A [according to this study in constant value, for example, the thing brought close 0.1 volts, at A11 when minimum value θ_{AL} of this accelerator opening θ_A judges that it has fitted in the range of the clip value set up beforehand] according initial value θ_A (O) or close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of accelerator opening θ_A to the direction of said minimum value θ_{AL} -- it is referred to as (n).

When initial value θ_A (O) or close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of accelerator opening θ_A is bigger than the minimum value θ_{AL} , that is, $\theta_{AC}(n) = \theta_{AC}(O) - 0.1$ Or it sets up with $\theta_{AC}(n) = \theta_{AC}(n-1) - 0.1$, and when initial value θ_A (O) or close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of accelerator opening θ_A is conversely larger than the minimum value θ_{AL} , it sets up with $\theta_{AC}(n) = \theta_{AC}(O) + 0.1$ or $\theta_{AC}(n) = \theta_{AC}(n-1) + 0.1$.

When minimum value θ_{AL} of accelerator opening θ_A judges that it has separated from the range of the clip value set up beforehand at said step of A10, the clip value of the direction from which it has separated in A12 is replaced as minimum value θ_{AL} of accelerator opening θ_A , it shifts to said step of A11, and study amendment of close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of accelerator opening θ_A is carried out.

thus, a possibility of performing study which was mistaken even when the accelerator opening sensor 77 broke down by setting a upper limit and a lower limit as minimum value θ_{AL} of accelerator opening θ_A -- there is nothing -- the amount of study amendments per time -- constant value -- setting **** -- performing study which was mistaken also to disturbance, such as a noise, by things is lost.

Although based on the time of the ignition key switch 75 changing the study initiation stage of close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of the accelerator opening sensor 77 from an ON state to an OFF state in the example mentioned above the pressure variation of the seat according that the operator left [the ignition key switch 75] the seat also for the ON state using the taking-a-seat sensor built into the seat which is not illustrated to a taking-a-seat sensor, and a location -- it detects using a variation rate etc. and you may make it start the study processing after the step of said A4 Moreover, when it detects that the door-lock equipment which is not illustrated was operated from the outside of a car 82 or detects that door-lock equipment was operated by the key entry system, it is also possible to start study of close-by-pass-bulb-completely value θ_{AC} of the accelerator opening sensor 77. in addition, the location of the shift lever which the hydraulic automatic transmission 13 does not illustrate -- a neutral location -- or it is a parked position (in the case of the car carrying a stick shift, it is a neutral location), and a hand brake is operated and, moreover, a conditioner is an OFF state -- that is, when it is not in an idle rise condition, it may be made to perform study processing.

The manual switch which is not illustrated for an operator to choose revolution control is formed in said car 82, and when an operator operates this manual switch and chooses revolution control, revolution control explained below is operated.

Although target driving torque TOC is computed by the detection and data processing of various data which were mentioned above in C1 as shown in Fig. 33 showing a control flow for determining target driving torque TOC for this revolution control, this actuation is performed regardless of actuation of said manual switch.

Next, it judges whether Flag FC is set whether a car 82 is revolution controlling by C2, and during revolution control that is,. Since it is not [revolution / be / it] under control at first, it judges that Flag FC is in a reset condition during revolution control, and judges whether it is C3, for example, (Td-2), the following. That is, although target driving torque TOC is computable also in the state of rectilinear propagation of a car 82, as for the value, it is common that it is larger than an operator's demand driving torque Td. However, since this demand driving torque Td generally becomes small at the time of revolution of a car 82, he is trying to judge as a start condition of revolution control of the time of target driving torque TOC becoming below a threshold (Td-2).

In addition, it has made to have set up this threshold with (Td-2) into the hysteresis for preventing hunting of control.

If it judges that target driving torque TOC is below a threshold (Td-2) at the step of C3, as for TCL76, an idle switch 68 will judge whether it is an OFF state by C4.

When it is judged that an OFF state gets into an idle switch 68, and the operator gets into the accelerator pedal 31 at this step of C4, Flag FC is set during revolution control in C5. Next, the credibility of the rudder angle delta detected by whether at least one side of the two flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] is set in C6 and the steering angle sensor 84 is judged.

If it judges that at least one side of the two flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] is set at the step of C6, it will be judged again whether Flag FC is set during revolution control in C7.

In the above procedure, since Flag FC is set during revolution control at the step of C5, in the step of C7, it is judged that Flag FC is set during revolution control, and target driving torque TOC of a previous calculation value, i.e., the step of C1, is adopted as it is C8.

on the other hand -- said step of C6 -- any of the flags FHN and FH learned [rudder angle center-valve-position] -- although -- also when it is judged that it is not set, it is judged again whether Flag FC is set during revolution control in C17. Since the credibility of the rudder angle delta computed by (2) formulas is lacked although it shifts to said step of C8 when it is judged that Flag FC is set during revolution control at this step of C17, target driving torque TOC of (8) types is adopted as a calculation value in this step of C8 using the correction lateral acceleration GYF based on (5) types.

When it is judged that Flag FC is not set during revolution control at said step of C17 (8) Do not adopt target driving torque TOC computed by the formula, but TCL76 outputs an engine's 11 maximum torque in C9 as target driving torque TOC. As a result of ECU's15 reducing the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

Moreover, if it judges that target driving torque TOC is not below a threshold (Td-2) at said step of C3 It shifts to the step of C9 from the step of C6 or C7, without shifting to revolution control. As a result of TCL's76 outputting an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOC and ECU's15 reducing the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

Also when similarly it is judged that an ON state gets into an idle switch 68, and an operator does not get into the accelerator pedal 31 at the step of C4 TCL76 outputs an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOC. As a result of ECU's15 reducing the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator, and does not shift to revolution control.

When it is judged that Flag FC is set during revolution control at said step of C2, difference deltaT of target driving torque TOC computed in C10 this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time judges whether it is larger than the increase and decrease TK of a permissible dose set up beforehand. It is the torque variation of extent for which crew is not made to sense the acceleration-and-deceleration shock of a car 82, for example, this increase and decrease TK of a permissible dose use the aforementioned (7) formula to hold down the target order acceleration GXO of a car 82 to 0.1g/s.

$$T_k = 0.1 \cdot \frac{W_b \cdot r}{\rho_m \cdot \rho_d \cdot \rho_r} \cdot \Delta t$$

It becomes.

If it is judged that it is not larger than the increase and decrease TK of a permissible dose which difference deltaT of target driving torque TOC computed this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time set as said step of C10 beforehand, it will judge shortly whether difference deltaT of target driving torque TOC and target driving torque TOC (n-1) computed last time is larger than the negative increase and decrease TK of a permissible dose in C11.

If difference deltaT of target driving torque TOC computed at the step of C11 this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time judges that it is larger than the negative increase and decrease TK of a permissible dose Since absolute value |deltaT| of the difference of target driving torque TOC computed this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time is smaller than the increase and decrease TK of a permissible dose, target driving torque TOC computed at the step of C1 is adopted as a calculation value in the step of C8.

Moreover, if difference deltaT of target driving torque TOC computed at the step of C11 this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time judges that it is not larger than the negative increase and decrease TK of a permissible dose, this target driving torque TOC will be corrected by the bottom type in C12, and this will be adopted as a calculation value in the step of C8.

TOC=TOC(n-1)-TK That is, the range of the cut to target driving torque TOC (n-1) computed last time is regulated by the increase and decrease TK of a permissible dose, and the moderation shock accompanying driving torque reduction of an engine 11 is lessened.

On the other hand, if it is judged that difference deltaT of target driving torque TOC computed at said step of C10 this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time is more than the increase and decrease TK of a permissible dose, this target driving torque TOC will be corrected by the bottom type in C13, and this will be adopted as a calculation value in the step of C8.

TOC=TOC(n-1)+TK that is, in increase of driving torque as well as the case of the above-mentioned driving torque reduction When difference deltaT of target driving torque TOC computed this time and target driving torque TOC (n-1) computed last time exceeds the increase and decrease TK of a permissible dose The tuck length to target driving torque TOC (n-1) computed last time is regulated by the increase and decrease TK of a permissible dose, and the acceleration shock accompanying an engine's 11 driving torque increase is lessened.

If target driving torque TOC is set up as mentioned above, it will judge whether this target driving torque TOC of TCL76 is larger than an operator's demand driving torque Td at C14.

Here, since target driving torque TOC is not larger than an operator's demand driving torque Td when Flag FC is set during revolution control, an idle switch 68 judges whether it is an ON state in C15.

Since it is in the condition which needs revolution control when an idle switch 68 is judged not to be an ON state at this step of C15, it shifts to said step of C6. And if it judges that Flag FC is set during revolution control at the step of C7 or judges that Flag FC is set during revolution control at the step of C17, the calculation value adopted at the step of C1, C12, or C13 will be chosen as target driving torque TOC for revolution control.

Moreover, since the condition that revolution transit of a car 82 was completed is meant when it is judged at said step of C14 that target driving torque TOC is larger than an operator's demand driving torque Td, TCL76 resets Flag FC during revolution control by C16. Since it is in the condition of not getting into the accelerator pedal 31 when similarly an idle switch 68 is judged to be an ON state at the step of C15, it shifts to the step of C16 and Flag FC is reset during revolution control.

If Flag FC is reset during revolution control in these C16, as a result of TCL's76 outputting an engine's 11 maximum torque in C9 as target driving torque TOC and ECU's15 reducing the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 will generate the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

In addition, what is necessary is it to be also possible for for an operator's demand driving torque Td to be disregarded naturally, in order to simplify the procedure of the revolution control mentioned above, and just to adopt criteria driving torque TB computable [with the aforementioned (7) formula] as target driving torque in this case. Moreover, even when it takes into consideration an operator's demand driving torque Td like this example, decrease the value of a multiplier alpha gradually with the passage of time after control initiation, or it is made to decrease gradually according to the vehicle speed V, and may be made not to

make the multiplier alpha of weighting into a fixed value, but to make [many] the adoption rate of an operator's demand driving torque Td gradually. It is also possible for it to be made to run insurance a car 82 to a revolution way where the value of a multiplier alpha is made into constant value while it is [after control initiation] for a while, it is made to decrease gradually on, or the value of a multiplier alpha is made similarly to increase with increase of amount of steering shaft revolution deltaH on after progress of predetermined time, and especially radius of curvature becomes small gradually.

Although the target driving torque for quantity mu ways was computed, the target driving torque for revolution control corresponding to this quantity mu way and a low mu way is computed, respectively, and you may make it choose final target driving torque from such target driving torque in the example mentioned above. Moreover, although it faces computing target driving torque TOC and regulation of this target driving torque TOC is aimed at by the increase and decrease TK of a permissible dose by the data-processing approach mentioned above in order to prevent the acceleration-and-deceleration shock by fluctuation of an engine's 11 rapid driving torque, it may be made to perform this regulation to the target order acceleration GXO.

After computing target driving torque TOC for this revolution control, TCL76 chooses the optimal policy objective driving torque TO from these two target driving torque TOS and TOC, and outputs this to ECU15. In this case, in consideration of the transit safety of a car 82, the target driving torque in the direction of a small numeric value is given priority to and outputted. However, what is necessary is just to choose the policy objective driving torque TO in order for the object for slip control, and revolution control, since target driving torque TOS for slip control is generally always smaller than target driving torque TOC for revolution control.

As shown in Fig. 34 showing the flow of this processing, after computing target driving torque TOS for slip control, and target driving torque TOC for revolution control in M11, If it judges it that it judges and Flag FS is set during this slip control whether Flag FS is set during slip control in M12 Target driving torque TOS for slip control is chosen in M13 as policy objective driving torque TO, and this is outputted to ECU15.

If it judges it that it judges and Flag FC is set during this revolution control whether Flag FC is set during revolution control in M14 on the other hand if it judges that Flag FS is not set during slip control at said step of M12, target driving torque TOC for revolution control will be chosen in M15 as policy objective driving torque TO, and this will be outputted to ECU15.

Moreover, if it judges that Flag FC is not set during revolution control at said step of M14, 76 will be outputted to ECU15 by TCLM16 by making an engine's 11 maximum torque into the policy objective driving torque TO.

While choosing the policy objective driving torque TO as mentioned above, when the time of the sudden start which is not of use for output reduction of an engine 11 with close-by-pass-bulb-completely actuation of the throttle valve 20 through an actuator 41, and a road surface situation change suddenly on a freezing way from the usual desiccation way, TCL76 sets up the lag rate to the amount pB of basic lags of the ignition timing P set up by ECU15, and is outputting this to ECU15.

Said amount pB of basic lags is the maximum of a lag which does not cause trouble to operation of an engine 11, and is set up based on an engine's 11 inspired air volume and engine rotational frequency NE. Moreover, 0 level which sets the amount pB of basic lags to 0 by this example as said lag rate, I level which compresses the amount pB of basic lags into 2/3, and II level which outputs the amount pB of basic lags as it is, A lag rate which serves as the big amount of lags is chosen as four with the III level which carries out close-by-pass-bulb-completely actuation of the throttle valve 20 are set up and the rate of change GS of the amount s of slips becomes large fundamentally, while outputting the amount pB of basic lags as it is.

As shown in Fig. 35 showing the procedure which reads this lag rate, TCL76 resets Flag FP during ignition timing control in P1 first, and it judges whether Flag FS is set during slip control in P2. If it judges that Flag FS is set during slip control at this step of P2, Flag FP will be set during ignition timing control in P3, and the amount s of slips will judge whether it is less than per hour 0km in P4. Moreover, if it judges that Flag FS is not set during slip control at said step of P2, it will shift to said step of P4.

If it judges that it is satisfactory even if the amount s of slips is less than per hour 0km, i.e., it raises an engine's 11 driving torque at this step of P4, a lag rate will be set to 0 level in P5, and this will be outputted to ECU15. On the contrary, when it is judged at this step of P4 that the amount s of slips is per hour 0km or more, it judges whether the amount rate of change GS of slips is 2.5g or less in P6, and when it is judged at this step of P6 that the amount rate of change GS of slips is 2.5g or less, it judges whether a lag rate is III level in P7.

moreover, when it is judged that the amount rate of change GS of slips exceeded 2.5g, namely, front wheels 64 and 65 have slipped rapidly at said step of P6 It judges whether the policy objective driving torque TO is less than 4 kgms in P8. When this policy objective driving torque TO was less than 4 kgms, i.e., it is judged that an engine's 11 driving torque needs to control rapidly, a lag rate is set as III level in P9, and it shifts to said step of P7. On the contrary, when it is judged at the step of P8 that the policy objective driving torque TO is 4 or more kgms, it shifts to the step of P7 as it is.

If it judges that a lag rate is III level at this step of P7, it will judge whether the amount rate of change GS of slips exceeds 0g in P10. Although it judges whether Flag FP is set during ignition timing control in P11 when it is judged that the amount rate of change GS of slips is over 0g, namely, it is in the inclination which the amount s of slips increases here When the amount rate of change GS of slips was 0g or less, i.e., it is judged at the step of P10 that the amount s of slips is in a development inclination, it judges whether this amount s of slips is over per hour 8km in P12.

When it is judged that the amount s of slips is over per hour 8km at this step of P12, it shifts to said step of P11, when it is judged that the amount s of slips is per hour 8km or less conversely, a lag rate is changed from III level to II level in P13, and it judges whether the amount rate of change GS of slips is 0.5g or less in P14. Also when similarly it is judged at said step of P7 that a lag rate is not III level, it shifts to this step of P14.

When the amount rate of change GS of slips was 0.5g or less, i.e., it is judged at this step of P14 that change of the amount s of slips is not not much rapid, it judges whether a lag rate is II level in P15. Moreover, when it is judged at the step of P14 that the amount rate of change GS of slips is not 0.5g or less, a lag rate is set as II level in P16, and it shifts to the step of P15.

And when it is judged that it judges and a lag rate is not II level conversely whether the amount rate of change GS of slips exceeds 0g in P16 when it is judged at this step of P15 that a lag rate is II level, it judges whether the amount rate of change GS of slips is 0.3g or less in P17. It judges whether at said step of P16, when the amount rate of change GS of slips judged that the amount s of slips is not over 0g to a downward tendency, it was alike at P18, and this amount s of slips is over per hour 8km. And when it judges with the amount s of slips being per hour 8km or less at this step of P18, a lag rate is changed from II level to I level in P19, and it shifts to said step of P17. Moreover, when the amount rate of change GS of slips was 0g or more, i.e., it is judged that the amount s of slips is increasing, and when the amount s of slips is over per hour 8km, namely, the amount s of slips judges that it is large in the step of P18 at said step of P16, it shifts to said step of P11, respectively.

If the amount rate of change GS of slips is 0.3g or less, i.e., it judges that there is almost no amount s of slips in an upward tendency at said step of P17, it will judge whether a lag rate is I level in P20. On the contrary, at the step of P17, when the amount rate of change GS of slips judges that the amount s of slips is over 0.3g to the upward tendency somewhat, it sets a lag rate as I level P21.

And it judges whether when it is judged in P20 that a lag rate is I level, the amount rate of change GS of slips is over 0g in P22, and when this was 0g or less, i.e., it is judged that the amount s of slips is decreasing, it judges whether the amount s of slips is less than per hour 5km in P23. If the amount s of slips is less than per hour 5km, i.e., it judges that front wheels 64 and 65 have hardly slipped at this step of P23, a lag rate will be set as 0 level in P24, and this will be outputted to ECU15. Moreover, the case where it is judged at the step of P20 that a lag rate is not I level, when the amount rate of change GS of slips judges that the amount s of slips is over 0g to the upward tendency at the step of P22, or when the amount s of slips was per hour 5km or more, i.e., the amount s of slips judges many [comparatively] at the step of P23, it shifts to said step of P11, respectively.

On the other hand, if it judges that Flag FP is set during ignition timing control at this step of P11, it will judge whether the policy objective driving torque TO is less than 10 kgms in P25. Moreover, when it is judged that Flag FP is not set during ignition timing control at the step of P11, after setting a lag rate as 0 level in P26, it shifts to the step of P25.

And when the policy objective driving torque TO was 10 or more kgms, i.e., it is judged in these P25 that the engine 11 has generated large driving force somewhat, it judges whether a lag rate is II level in P27, and when it is judged that this lag rate is II level, a lag rate is dropped on I level P28, and this is outputted to ECU15.

When it judged that the policy objective driving torque TO was less than 10 kgms at said step of P25, or when it is judged at the step of P27 that a lag rate is not II level, the hydraulic automatic transmission 13 judges in P29 whether it is under [gear change] *****. And when it is judged that the hydraulic automatic transmission 13 is changing gears, it judges whether a lag rate is III level in P30, and when it is judged at

this step of P30 that a lag rate is III level, a lag rate is dropped on II level P31, and this is outputted to ECU15. Moreover, when it is judged that the hydraulic automatic transmission 13 is not changing gears [be / it] at the step of P29, or when it is judged at the step of P30 that a lag rate is not III level, the lag rate previously set up in P32, respectively is outputted to ECU15 as it is.

For example, when the lag rate of III level is set up at the step of P9, While the amount rate of change GS of slips is over 0g, the amount s of slips is over per hour 8km. namely, when it is judged that the increment rate of the amount s of slips is rapid, and it is difficult for the policy objective driving torque TO to be less than 10 kgms, and to fully suppress a slip of front wheels 64 and 65 only by lag actuation of ignition timing The lag rate of III level is chosen, and he changes the opening of a throttle valve 20 compulsorily into a close-by-pass-bulb-completely condition, and is trying to hold down generating of a slip efficiently by the initial stage.

Based on the lag rate that read these ignition timing P and the amount pB of basic lags based on the detecting signal from the crank angle sensor 62, and the detecting signal from an intake air flow sensor 70, and this was sent from TCL76 from the ignition timing P beforehand set up based on the engine rotational frequency NE and an engine's 11 inspired air volume, and the map about the basic amount pB of lags which is not illustrated, he amends said ECU15, and is trying to compute the amount PO of target lags. In this case, corresponding to the upper limit temperature of exhaust gas which does not damage the exhaust gas purification catalyst which is not illustrated, the upper limit of the amount pO of target lags is set up, and the temperature of this exhaust gas is detected by the detecting signal from an exhaust gas temperature sensor 74.

In addition, since carrying out the lag of the ignition timing P has a possibility of inducing an engine's 11 knocking and urinal stall when an engine's 11 cooling water temperature detected by the coolant temperature sensor 71 is lower than the value set up beforehand, lag actuation of the ignition timing P shown below is stopped.

As shown in Fig. 36 showing the operation procedure of the amount pO of target lags in this lag control, first, 15 judge whether Flag FS is set during the slip control mentioned above by ECUQ1, and if it judges that Flag FS is set during this slip control, it will judge whether the lag rate is set as III level in Q2.

And when it is judged at this step of Q2 that a lag rate is III level, the amount pB of basic lags read from the map in Q3 is used as an amount pO of target lags as it is, and only the amount pO of target lags carries out the lag of the ignition timing P. Furthermore, the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls is set up to 100% in Q4, and the close-by-pass-bulb-completely condition of a throttle valve 20 is compulsorily realized so that a throttle valve 20 may be in a close-by-pass-bulb-completely condition regardless of the value of the policy objective driving torque TO.

Moreover, when it is judged at the step of Q2 that a lag rate is not III level, it judges whether the lag rate is set as II level in Q5. And when it is judged at this step of Q5 that a lag rate is II level, the amount pB of basic lags which read the amount pO of target lags from the map in Q6 like said step of Q3 is used as an amount pO of target lags as it is, and only the amount pO of target lags carries out the lag of the ignition timing P. Furthermore, ECU15 sets up the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls Q7 according to the value of target driving torque TOS in Q7, and an engine's 11 driving torque is reduced regardless of the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

The map for asking for throttle opening thetaT here at ECU15 by making the engine rotational frequency NE and an engine's 11 driving torque into a parameter is memorized, and ECU15 reads target throttle opening thetaTO corresponding to the current engine rotational frequency NE and this target driving torque TOS using this map.

Subsequently, ECU15 asks for the deflection of this target throttle opening thetaTO and actual throttle opening thetaT outputted from the throttle opening sensor 67, it sets the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls of a pair as the value corresponding to said deflection, and it controls it so that actual throttle opening thetaT falls a current by actuation of a sink and an actuator 41 even at target throttle opening thetaTO in the solenoid of the plungers 52 and 57 of each solenoid valves 51 and 56 for torque controls.

In addition, when an engine's 11 maximum torque is outputted to ECU15 as target driving torque TOS, ECU15 reduces the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls to a side 0%, and makes an engine 11 generate the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

When it is judged at said step of Q5 that a lag rate is not II level, it judges whether the lag rate is set as I level in Q8. When it is judged that the lag rate is set as I level at this step of Q8, the amount pO of target

lags is set up like a bottom type, only the amount PO of target lags carries out the lag of the ignition timing P, and it shifts to said step of Q7 further.

$$p_o = p_s \cdot \frac{2}{3}$$

On the other hand, when it is judged at said step of Q8 that a lag rate is not I level When it is judged that it judges and this is 0 whether the amount pO of target lags of Q10 is 0 It shifts to the step of Q7, and the lag of the ignition timing P is not carried out, but the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls is set up according to the value of target driving torque TOS, and an engine's 11 driving torque is reduced regardless of the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

Moreover, when it is judged at said step of Q10 that the amount pO of target lags is not 0, after making every sampling period delta[of the main timer] T subtract the amount pO of target lags until it is set to pO=0, for example by a unit of 1 time by ramp control, going by Q11 and mitigating the shock accompanying fluctuation of an engine's 11 driving torque, it shifts to the step of Q7.

in addition, when it is judged that Flag FS is reset during slip control at said step of Q1 By becoming the usual transit control which does not reduce an engine's 11 driving torque, not carrying out the lag of the ignition timing P as PO=0 in Q12, and setting up the rate of duty of the solenoid valves 51 and 56 for torque controls to 0% in Q13 An engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 31 by the operator.

<Effect of the invention> According to the power control device of the car of this invention, based on the car-body acceleration of a car, criteria driving torque is set up with a criteria driving torque setting means, target driving torque is set up with a target driving torque setting means based on the peripheral velocity of a driving wheel from this criteria driving torque, and actuation of a torque reduction means is controlled by the torque control unit so that an engine's driving torque approaches this target driving torque. And a cornering drag amendment means by which relation with the magnitude of the driving torque by which a driving wheel is consumed by the revolution resistance received from a road surface when it circles with the amounts of control to the steering wheel of a car and its amounts of control is memorized beforehand Since criteria driving torque is amended in the increase direction corresponding to a part for the above-mentioned driving torque consumption for which it asked from the above-mentioned relation based on the amounts of control detected by the steering angle sensor Even if driving torque is consumed by the revolution resistance which a driving wheel receives from a road surface at the time of car revolution, it becomes possible to acquire the driving torque of suitable magnitude, and the fall of the feeling of acceleration at the time of shifting to a rectilinear-propagation condition under revolution and after revolution termination can be prevented.

[Translation done.]

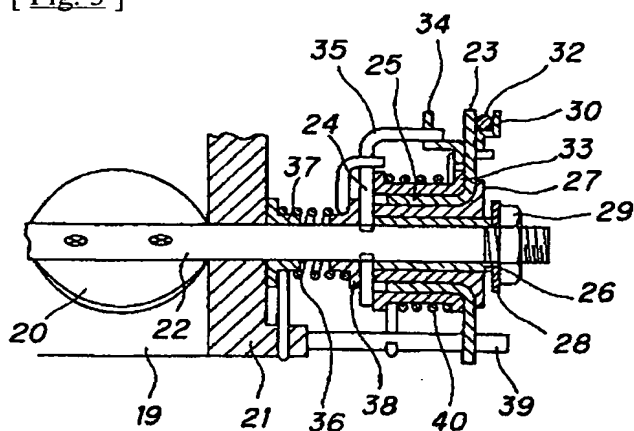
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

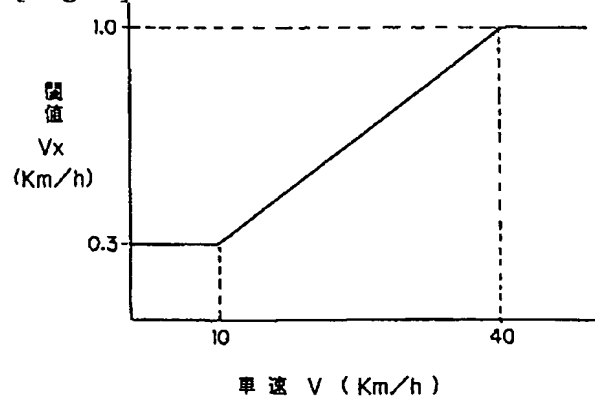
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

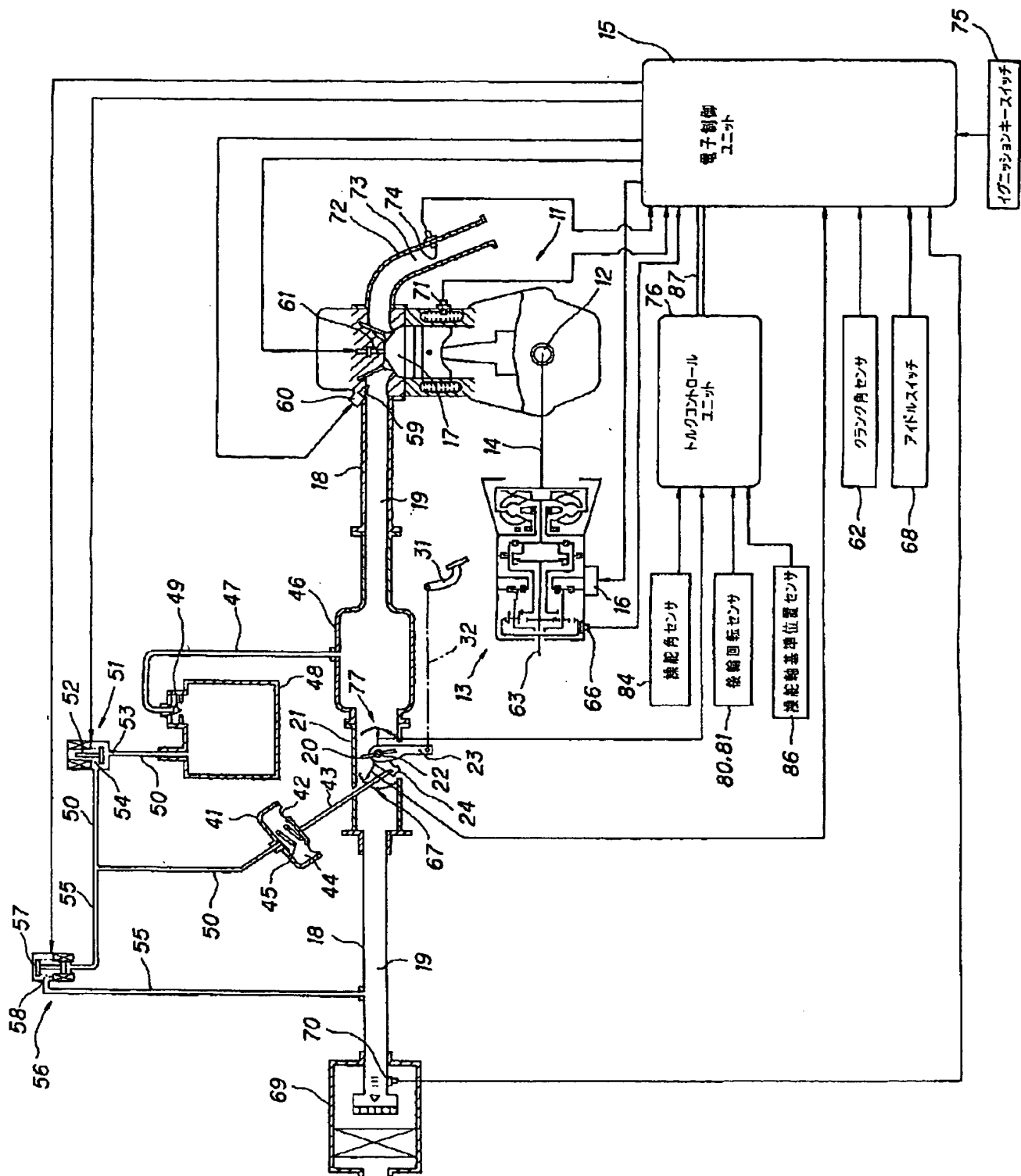
[Fig. 3]



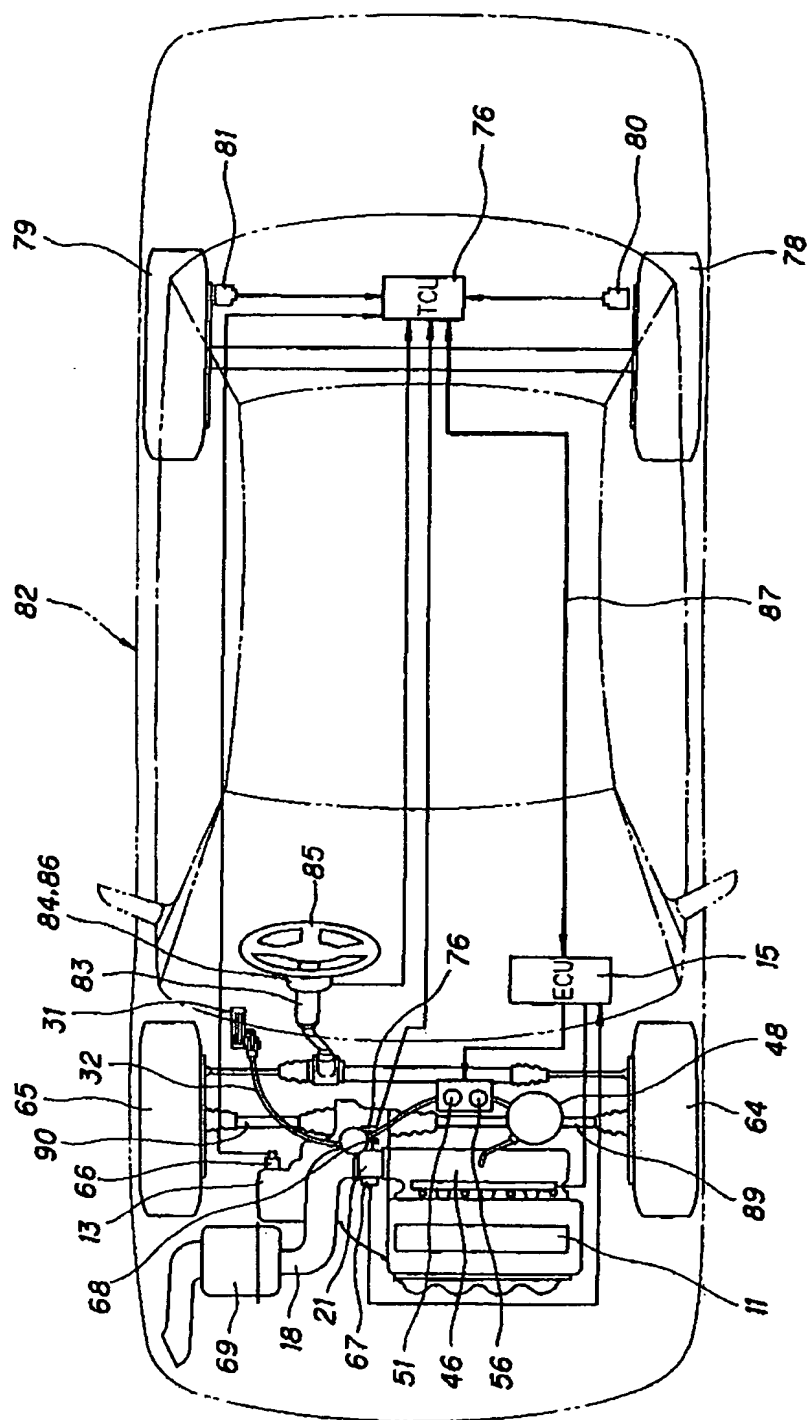
[Fig. 6]



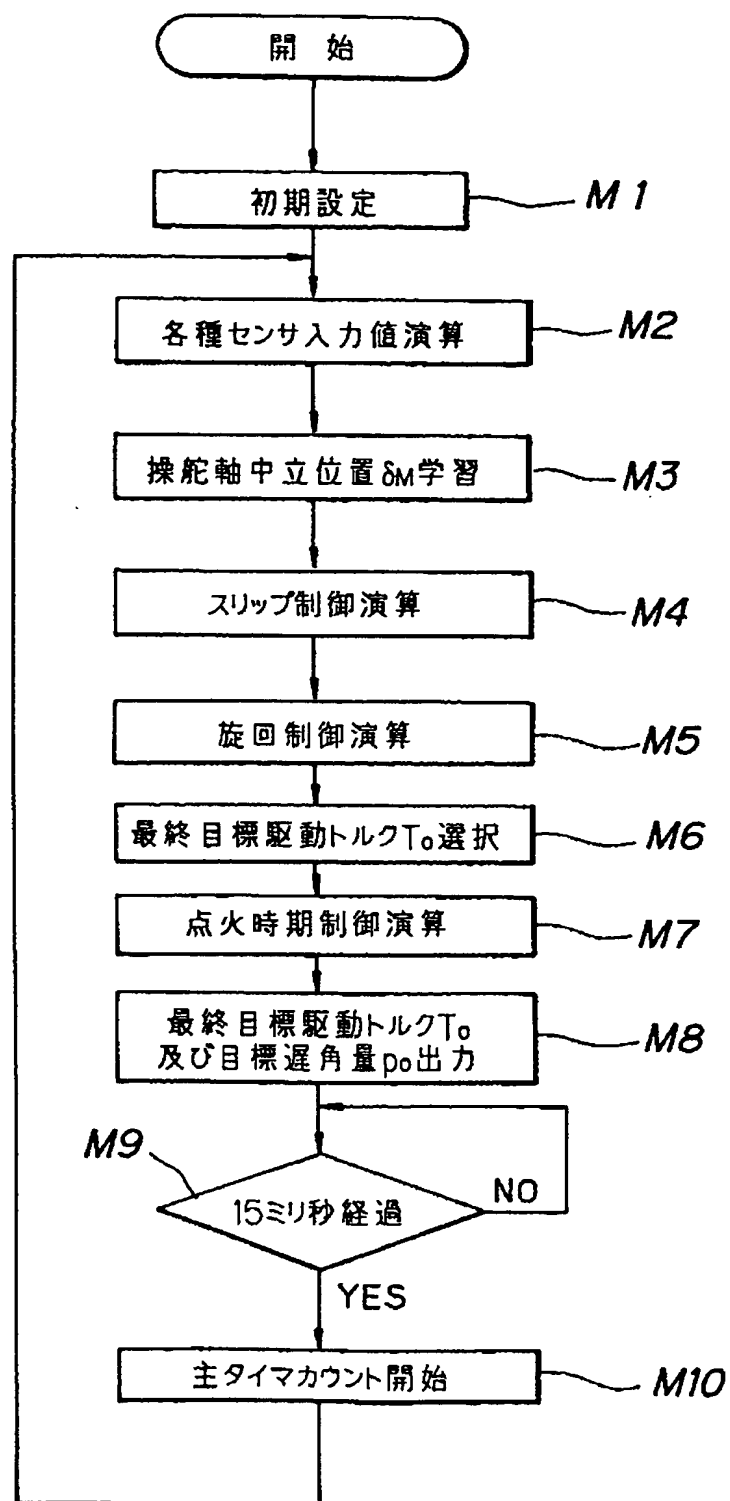
[Fig. 1]



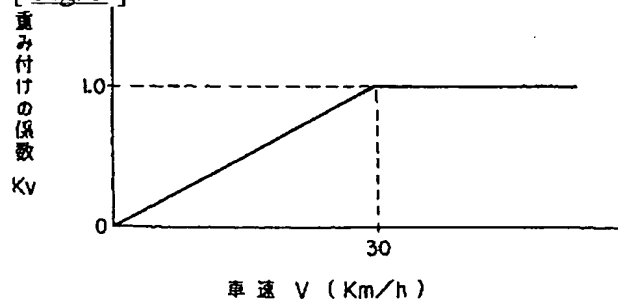
[Fig. 2]



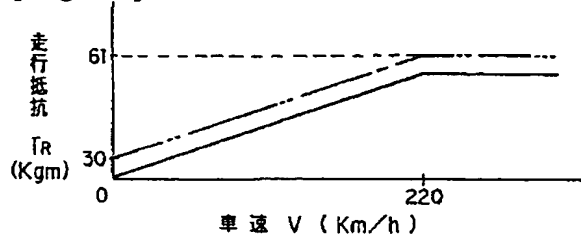
[Fig. 4]



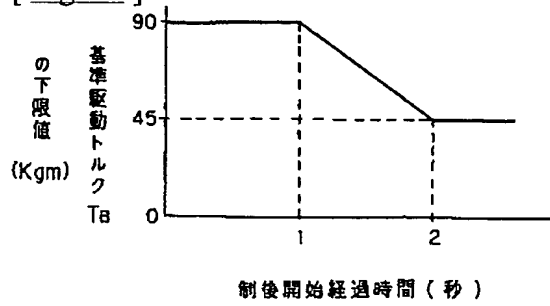
[Fig. 9]



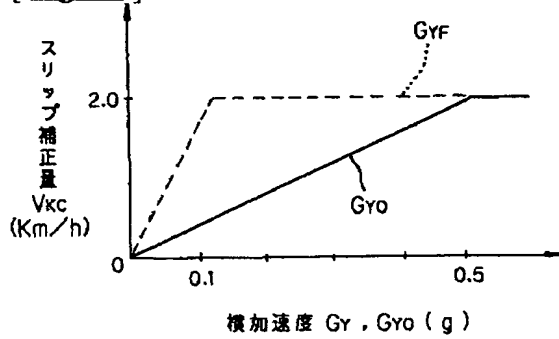
[Fig. 10]



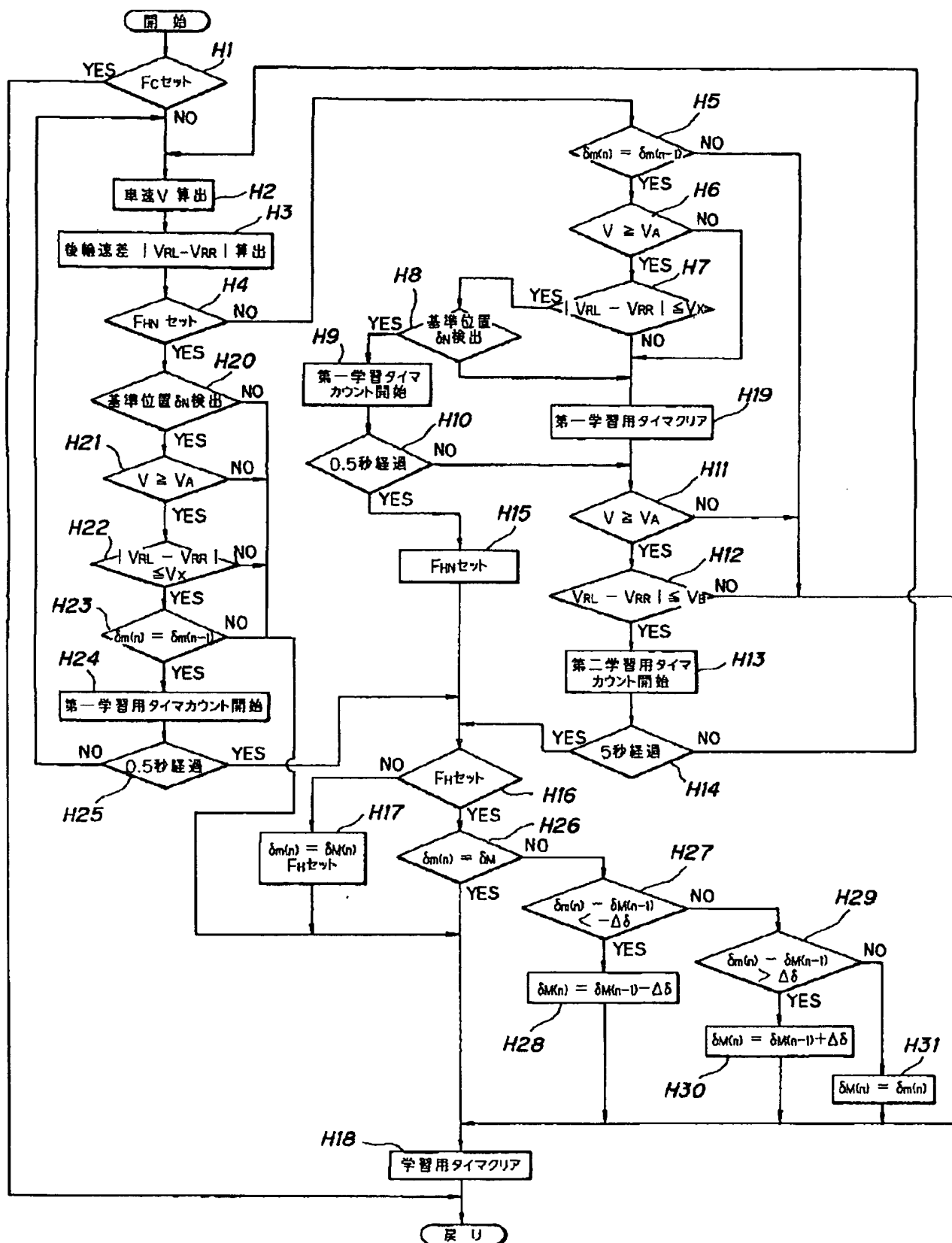
[Fig. 12]



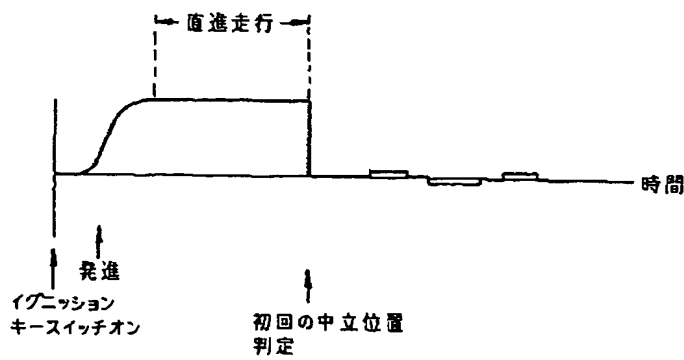
[Fig. 15]



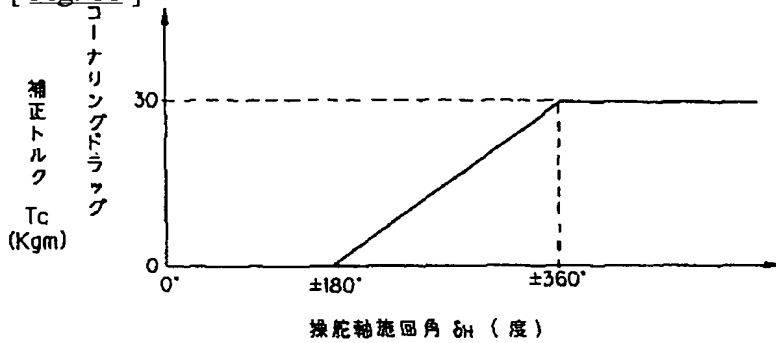
[Fig. 5]



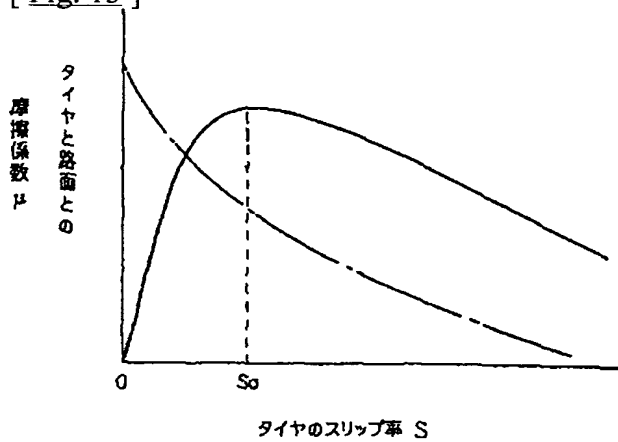
[Fig. 7]



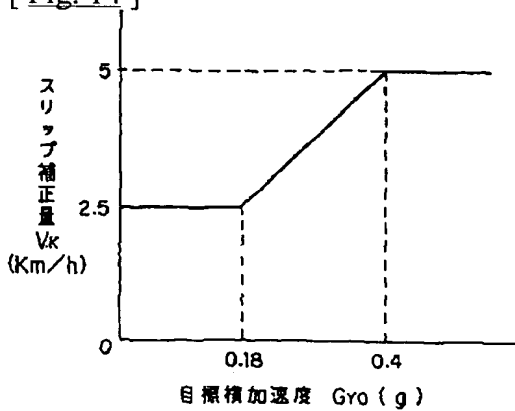
[Fig. 11]



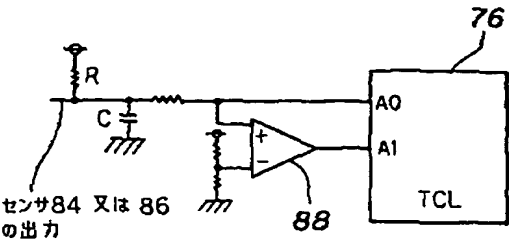
[Fig. 13]



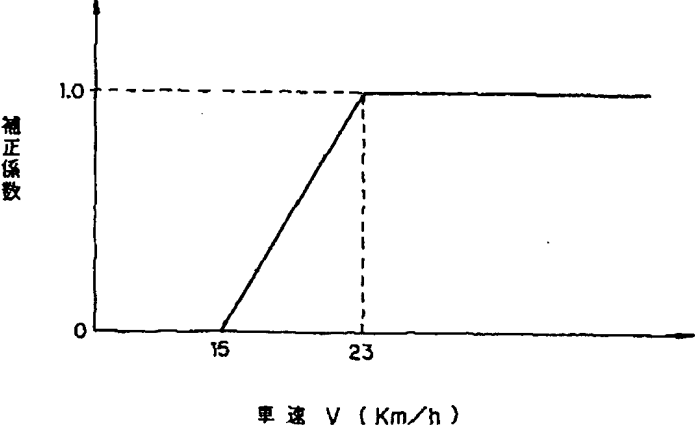
[Fig. 14]



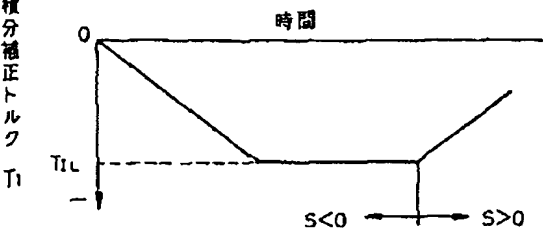
[Fig. 16]



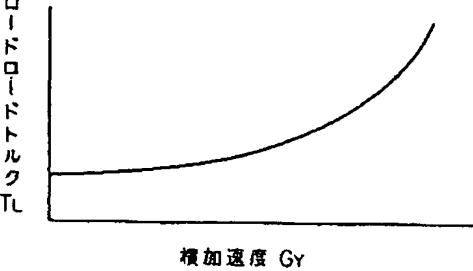
[Fig. 18]



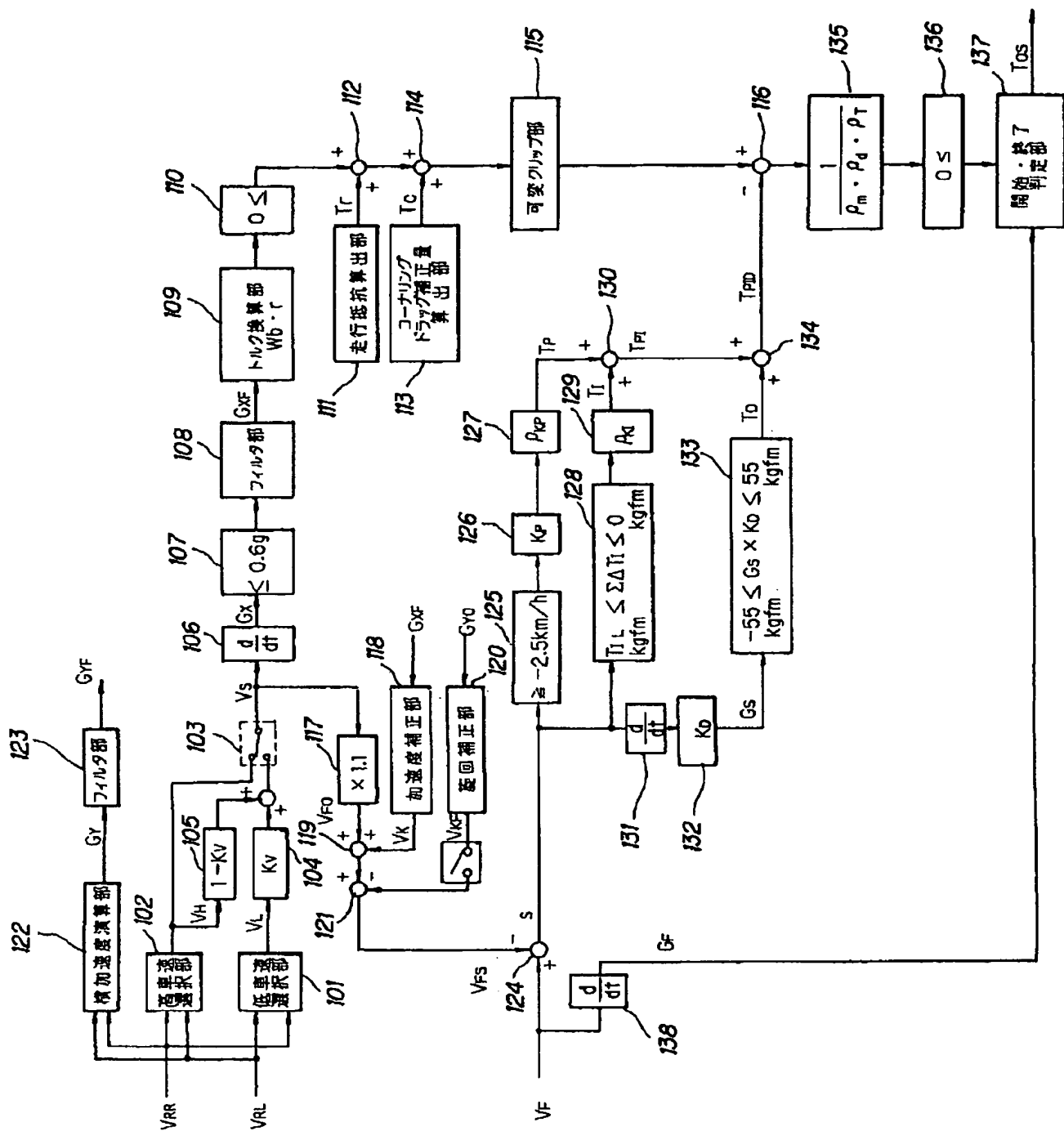
[Fig. 22]



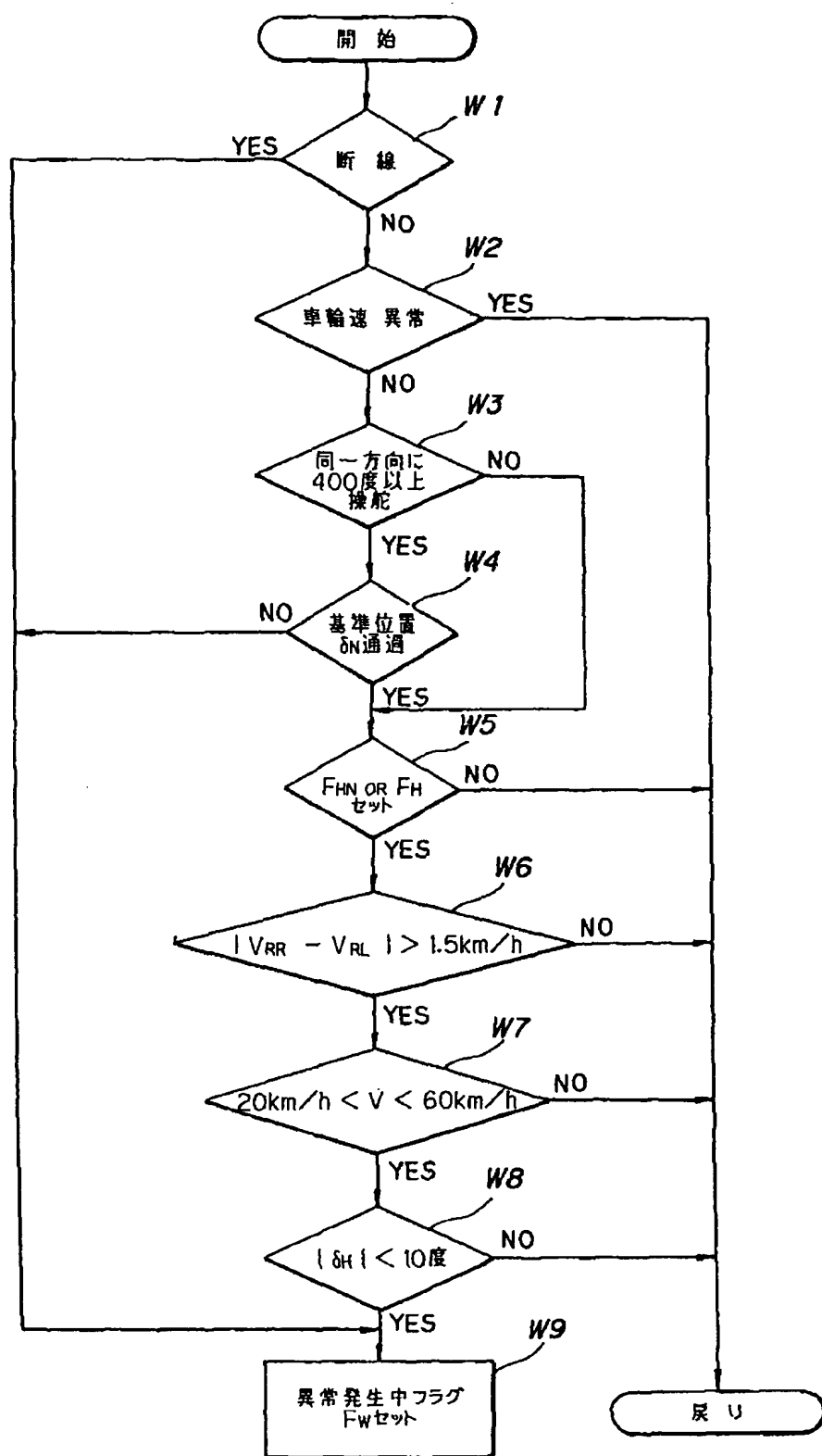
[Fig. 30]



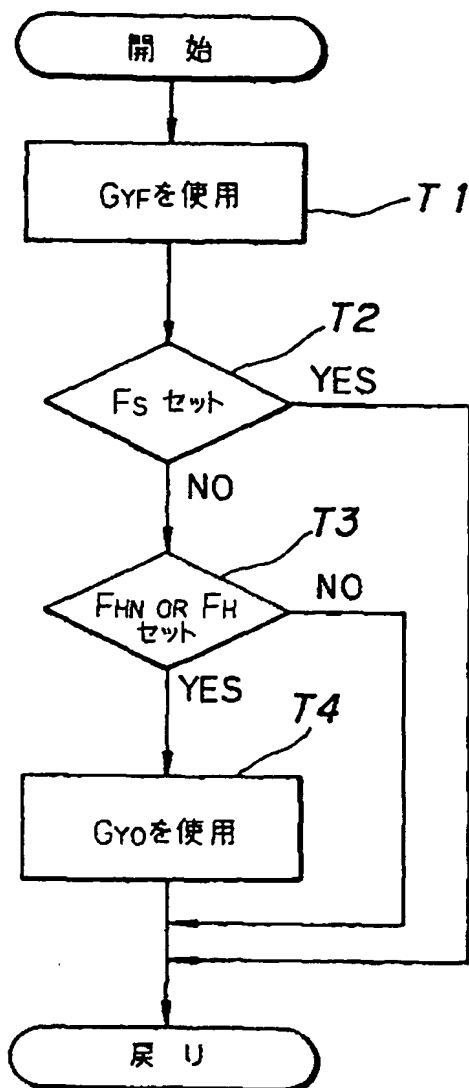
[Fig. 8]



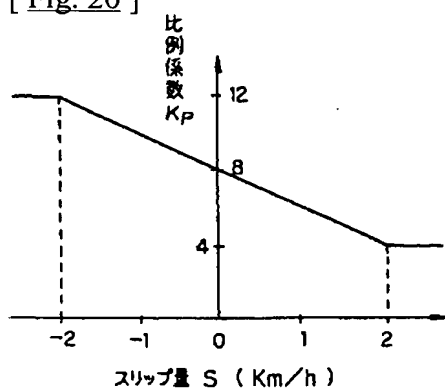
[Fig. 17]



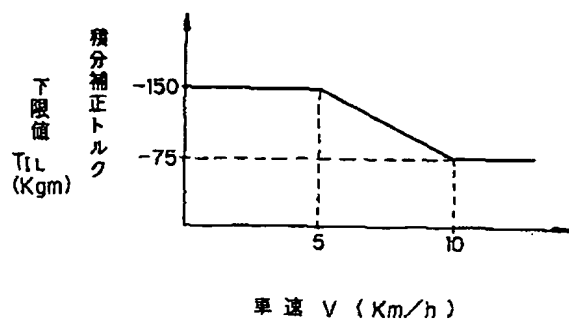
[Fig. 19]



[Fig. 20]



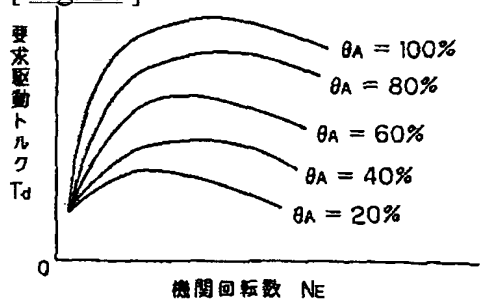
[Fig. 21]



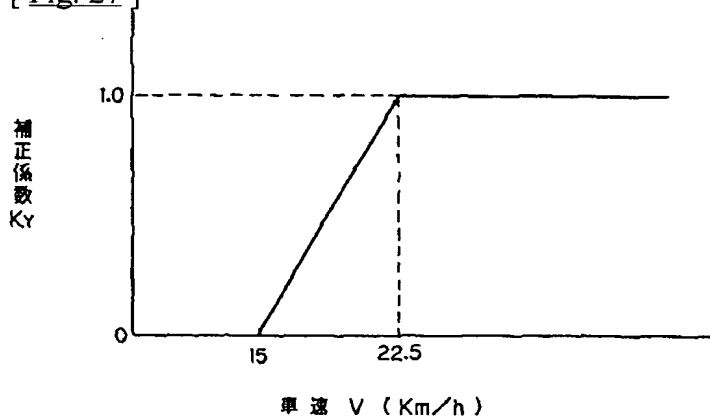
[Fig. 23]

変速段	ρ_{kl}	ρ_{kp}	ρ_T
1速	1.0	1.0	1.0
2速	0.7	0.7	1.5
3速	0.7	0.7	1.5
4速	0.7	0.7	1.5
後進	1.0	1.0	1.0

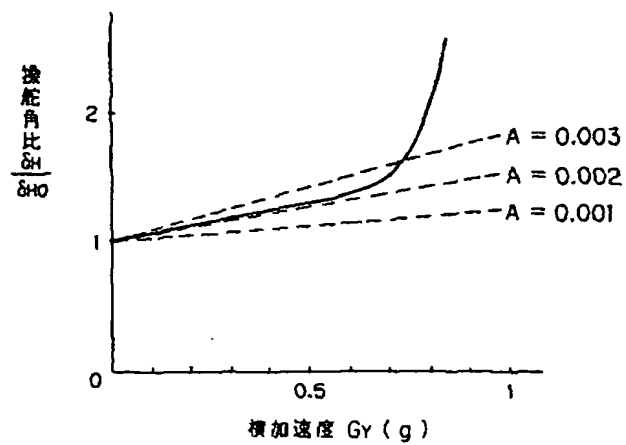
[Fig. 24]



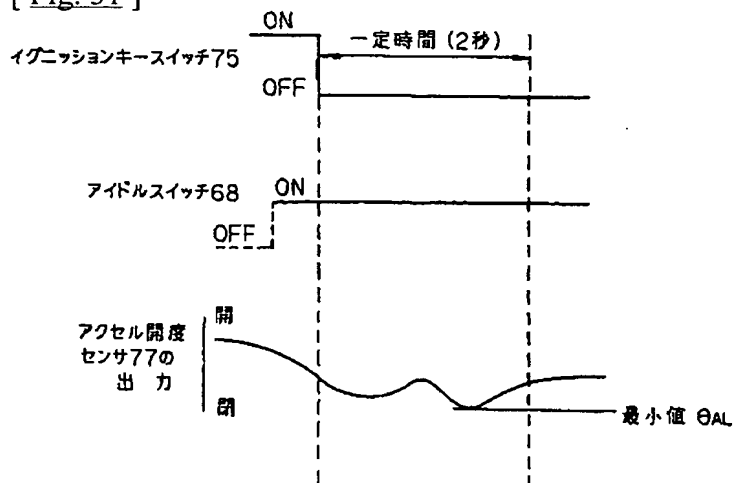
[Fig. 27]



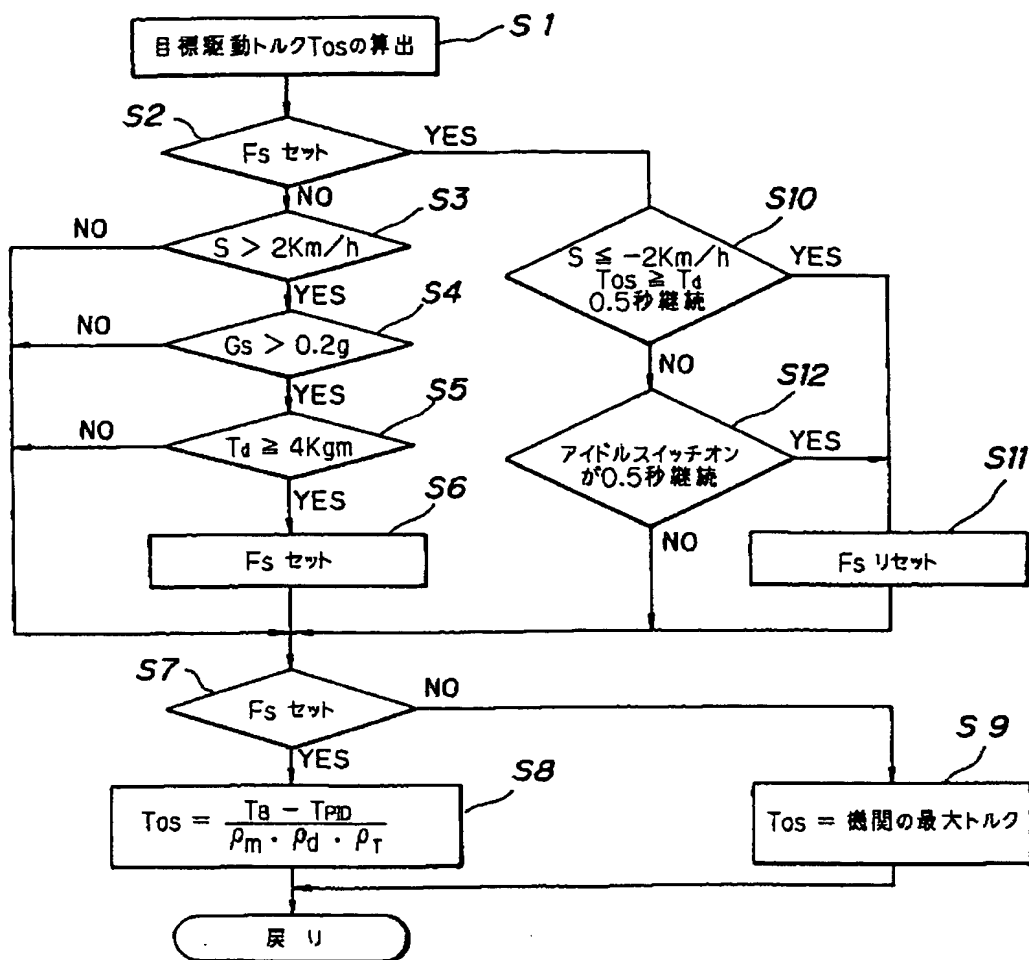
[Fig. 28]



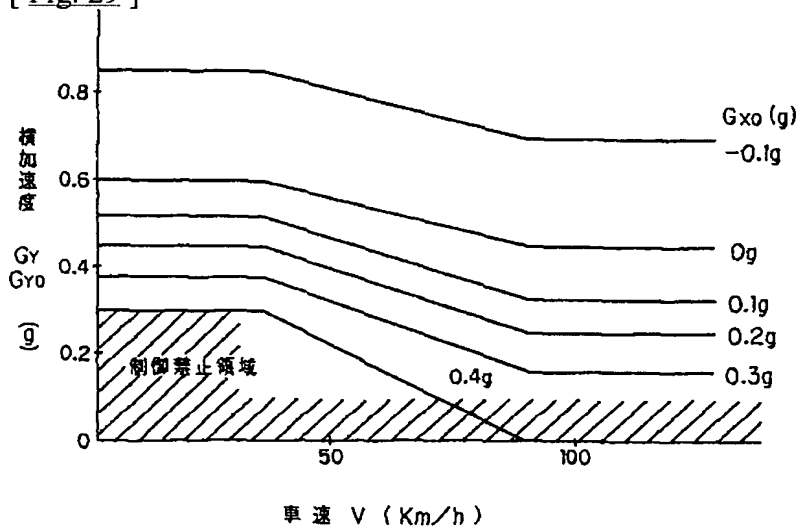
[Fig. 31]



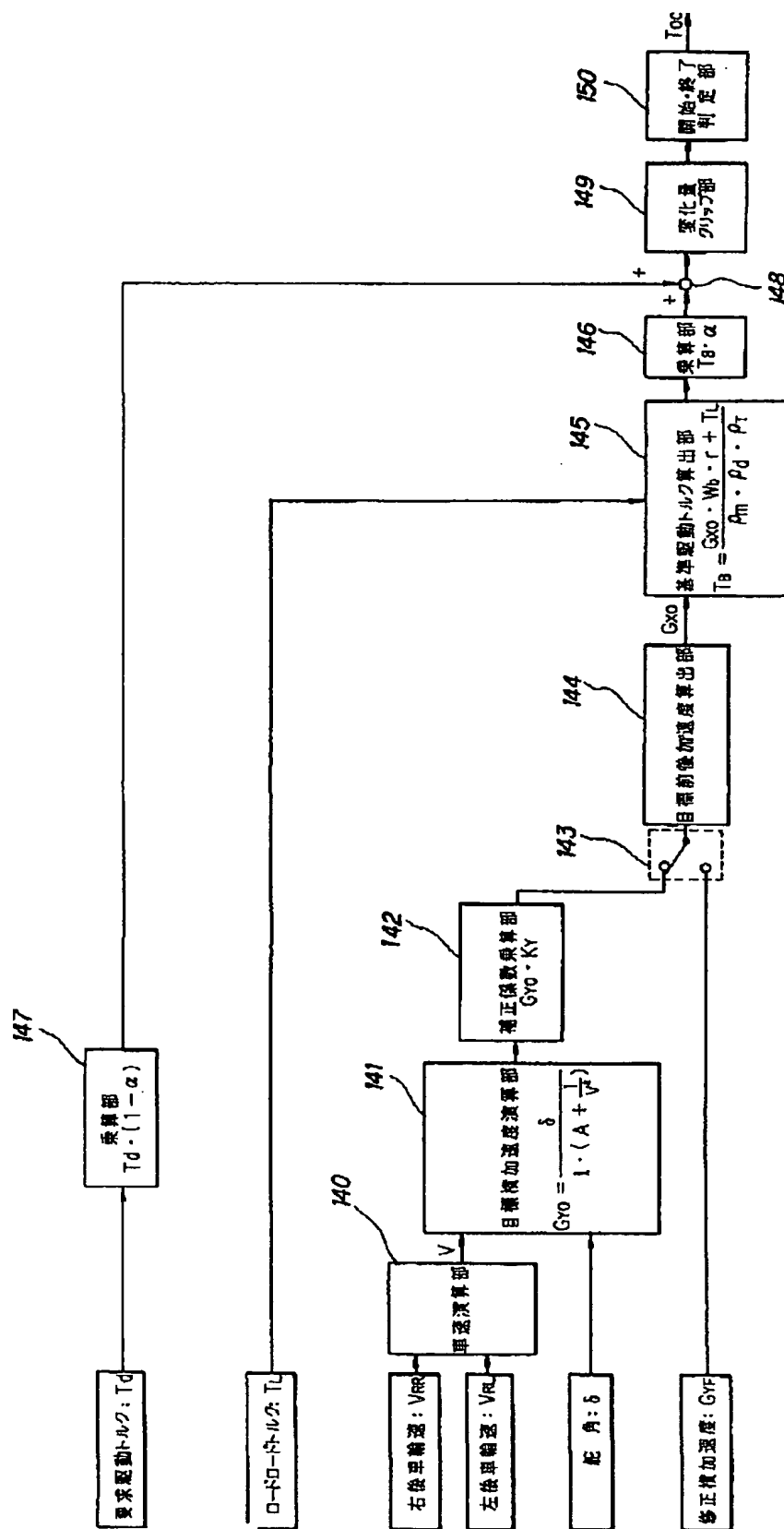
[Fig. 25]



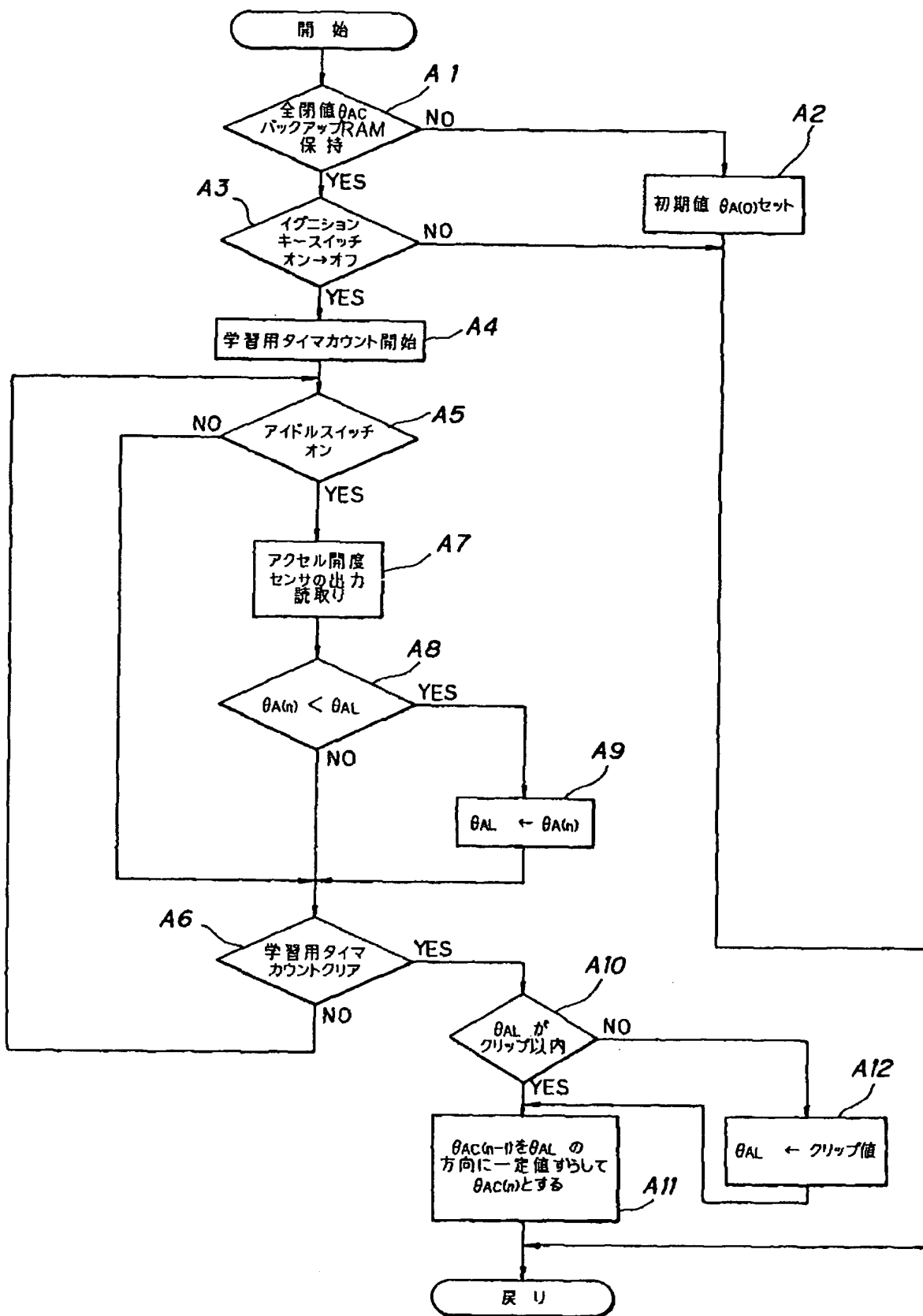
[Fig. 29]



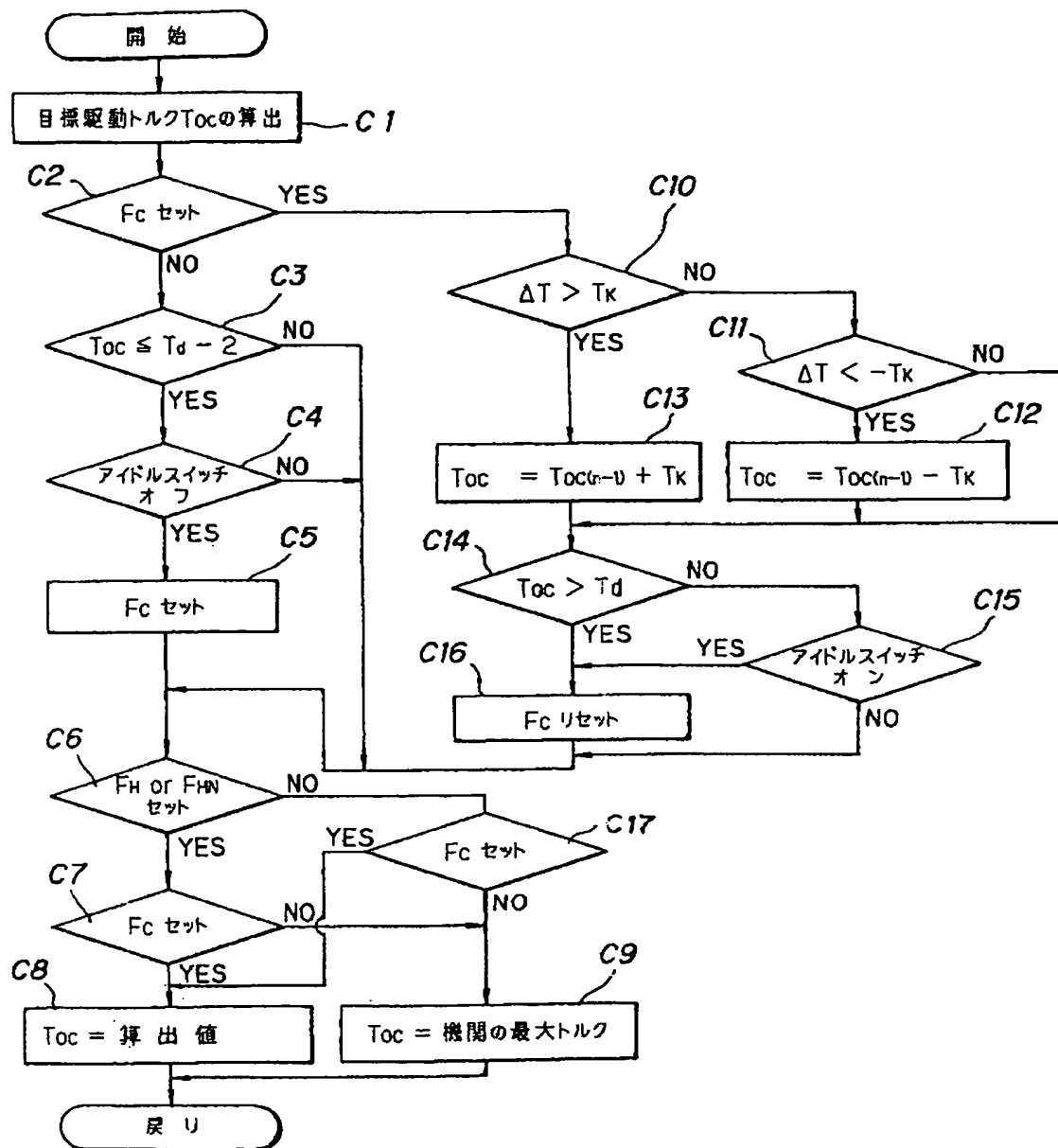
[Fig. 26]



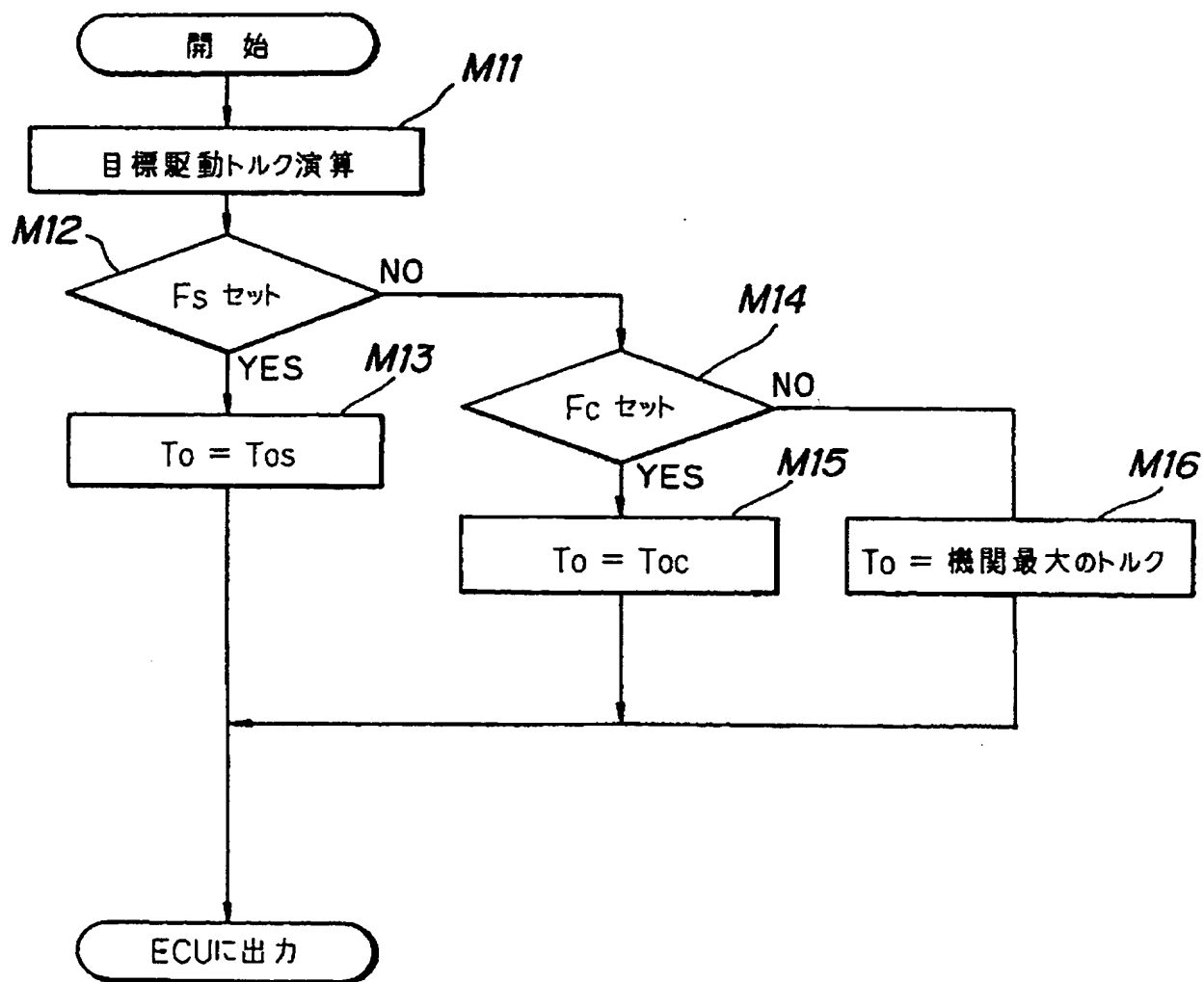
[Fig. 32]



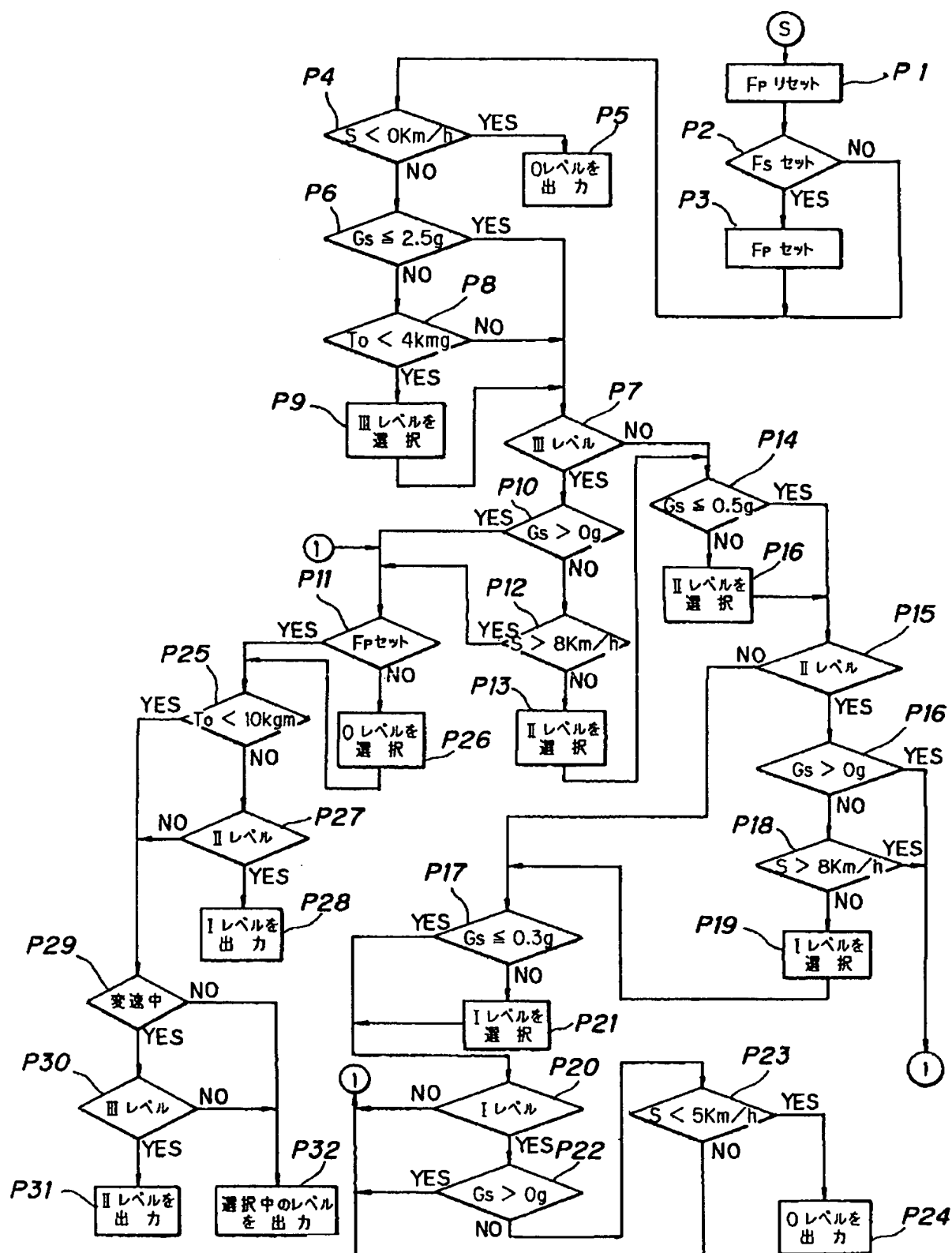
[Fig. 33]



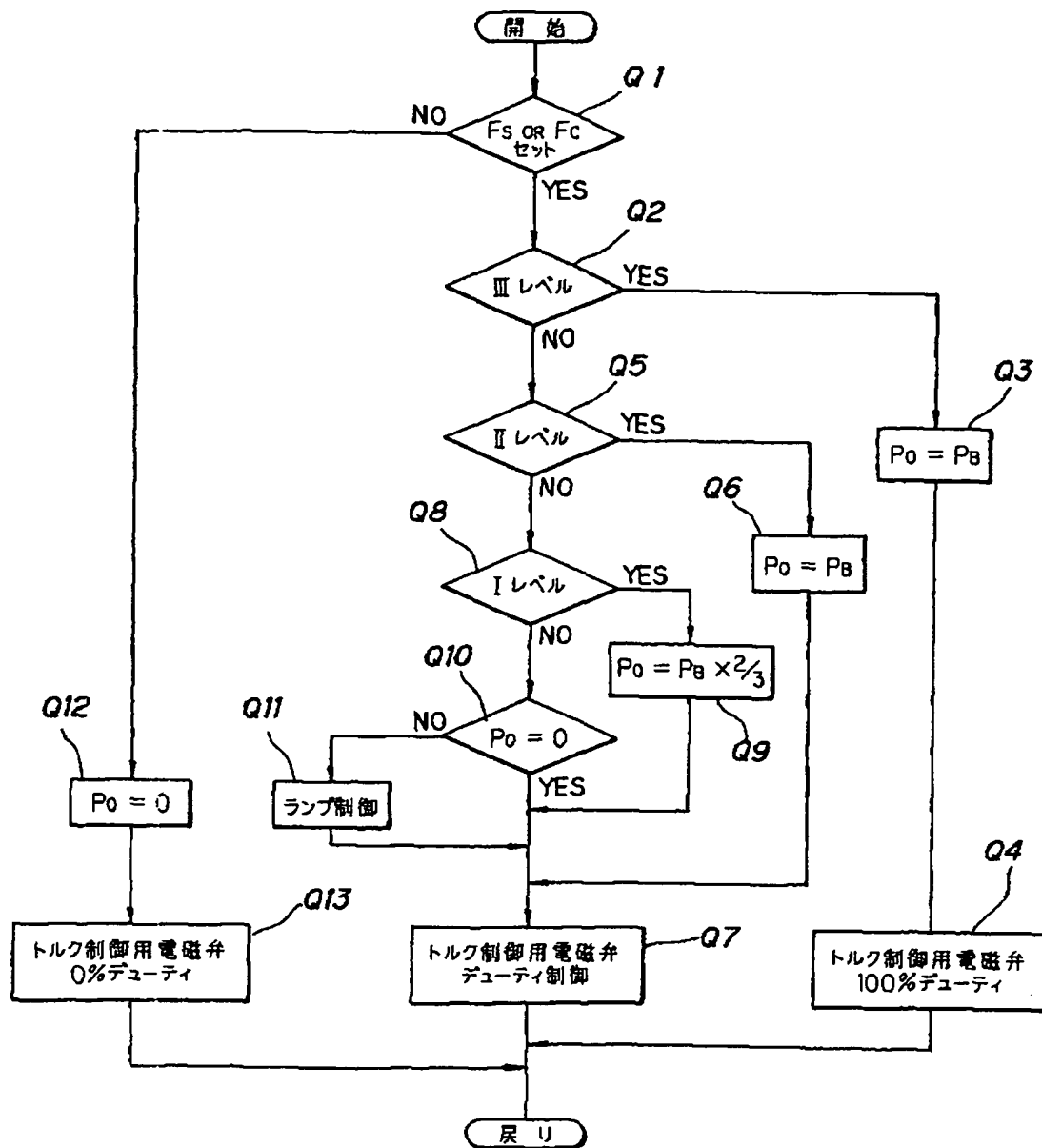
[Fig. 34]



[Fig. 35]



[Fig. 36]



[Translation done.]

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-022735

(43)Date of publication of application : 27.01.1992

(51)Int.Cl.

F02D 45/00

F02D 9/02

F02D 29/02

F02D 41/04

F02D 45/00

F02D 45/00

(21)Application number : 02-127012

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 18.05.1990

(72)Inventor : OOTAKE KATSUNORI

YAMADA KIICHI

ITO MASAYOSHI

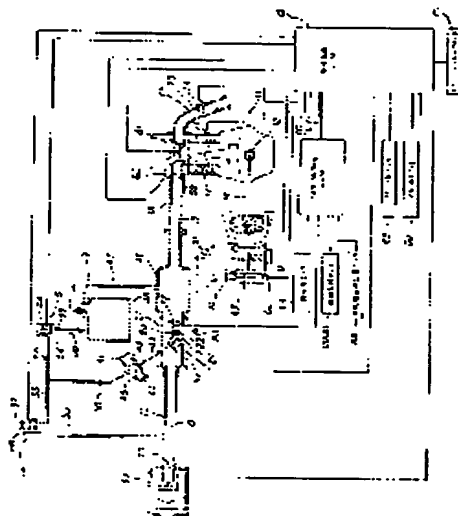
MIYATA YASUYUKI

(54) OUTPUT CONTROLLER FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve an accelerating feeling of a vehicle when the vehicle is shifted to the rectilinear advancing condition after the completion of turning by correctively increasing reference drive torque with a cornering drag correcting means on the basis of a steering amount detected in turning of the vehicle.

CONSTITUTION: A torque reducing means is constituted to control the supply and exhaust of pressure to a pressure chamber 44 of an actuator 41 for driving a throttle lever 24 by a normally closed electromagnetic valve 51 and normally opened electromagnetic valve 56. In an ECU 15, desired drive torque is set from reference drive torque set on the basis of the traveling speed of a vehicle according to the circumferential speed of drive wheel to control the respective valves 51, 56 so that the drive torque of an engine is the desired drive torque. Then, a cornering drag correction means is provided which correctively increase the reference drive torque of the engine on the basis of a detecting signal from a steering angle sensor. Thus, the reference drive torque is increased after the completion of the vehicle turning, and a feeling of the vehicle acceleration is heightened when the vehicle is shifted from the completion of turning to the rectilinear advance.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or

application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2518448号

(45) 発行日 平成 8 年 (1996) 7 月 24 日

(24) 登録日 平成 8 年 (1996) 5 月 17 日

(51) Int.Cl. ⁸	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 29/02	3 1 1		F 0 2 D 29/02	3 1 1 A
41/04	3 1 0		41/04	3 1 0 G
45/00	3 4 5		45/00	3 4 5 G

請求項の数 1 (全 37 頁)

(21) 出願番号	特願平2-127012	(73) 特許権者	999999999 三菱自動車工業株式会社 東京都港区芝 5 丁目 33 番 8 号
(22) 出願日	平成 2 年 (1990) 5 月 18 日	(72) 発明者	大竹 括則 東京都港区芝 5 丁目 33 番 8 号 三菱自動車工業株式会社内
(65) 公開番号	特開平4-22735	(72) 発明者	山田 喜一 東京都港区芝 5 丁目 33 番 8 号 三菱自動車工業株式会社内
(43) 公開日	平成 4 年 (1992) 1 月 27 日	(72) 発明者	伊藤 政義 東京都港区芝 5 丁目 33 番 8 号 三菱自動車工業株式会社内
		(74) 代理人	弁理士 光石 俊郎
		審査官	宮崎 侑久

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の出力制御装置

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 運転者による操作とは独立に機関の駆動トルクを低減可能なトルク低減手段と、上記機関により車両を駆動する際の駆動トルクの基準値として基準駆動トルクを上記車両の車体加速度に基づいて設定する基準駆動トルク設定手段と、この基準駆動トルク設定手段により設定された基準駆動トルクから駆動輪の周速度に基づいて前記機関の目標となる駆動トルクを設定する目標駆動トルク設定手段と、前記機関の駆動トルクがこの目標駆動トルク設定手段により設定された目標駆動トルクに近付くように前記トルク低減手段の作動を制御するトルク制御ユニットとを具えた車両の出力制御装置において、この車両の操舵輪に対する操舵量を検出する操舵角検出センサと、上記車両の操舵輪に対する操舵量とその操舵量で旋回したときに駆動輪が路面から受ける旋回抵

2

抗によって消費される駆動トルクの大きさととの関係を予め記憶しておき、上記操舵角センサからの検出信号に基づき上記関係から求めた上記駆動トルク消費分に対応して前記機関の基準駆動トルクを増大方向に補正するコーナリングドラッグ補正手段とを備えたことを特徴とする車両の出力制御装置。

【発明の詳細な説明】

〈産業上の利用分野〉

本発明は、車両の加速時等における駆動輪のスリップ量に応じて機関の駆動トルクを迅速に低減させ、車両を安全に走行させるようにした車両の出力制御装置に関する。

〈従来の技術〉

車両の走行中に路面の状況が急激に変化したり、滑りやすい低摩擦係数の路面、例えば雪路や凍結路等の路面

を車両が走行する場合、駆動輪が空転して運転者の意
どおりに走行できなくなる恐れがある。

このような場合、駆動輪が空転しないように運転者が
アクセルペダルの踏み込み量を調整し、機関の出力を微
妙に制御することは、熟練者ならずとも非常に難しいも
のである。

このようなことから、駆動輪の空転状態を検出し、駆
動輪の空転が発生した場合には、運転者によるアクセル
ペダルの踏み込み量とは関係無く、強制的に機関の出力
を低下させるようにした出力制御装置が考えられ、運転
者が必要に応じてこの出力制御装置を利用した走行と、
アクセルペダルの踏み込み量に対応して機関の出力を制
御する通常の走行とを選択できるようにしたものが発表
されている。

このような観点に基づいた車両の出力制御に関するも
のの内、従来知られているものは例えば車両の走行状態
に応じて前記機関の目標駆動トルクを設定する一方、駆
動輪の回転数と従動輪の回転数とを検出し、この駆動輪
と従動輪との回転数の差を駆動輪のスリップ量とみな
し、このスリップ量に応じて前記目標駆動トルクを補正
するようにしたものである。

〈発明が解決しようとする課題〉

車両の走行状態に基づいて機関の目標駆動トルクを算
出し、駆動輪のスリップ量に応じてこの目標駆動トルク
を補正するようにした従来の出力制御装置では、車両が
旋回中であっても機関の目標駆動トルクを直進状態と同
じに設定しているため、旋回終了後から直進状態へ車両
が移行した際に、車両の加速度が損なわれるという乗車
フィーリングの点では不具合があった。

つまり、旋回中の車両には横向きの力（サイドフォース）
が作用するため、車両を旋回前の直進状態と同様な走
行フィーリングで旋回させるためには、車両の直進状態
よりも大きな駆動トルクを必要とする。ところが、従来
の車両の出力制御装置では、に加え、車両旋回の際に
駆動輪が路面から受ける横方向の抵抗によって駆動トル
クを消費するコーナリングドラッグが生じるため、車両
旋回時に車両の加速のために用いられる駆動トルクが必
要以上に低下して十分な加速ができないことに加え、車
両旋回時には旋回に必要な横力を確保するために直進時
の目標駆動トルクよりもともと小さめに設定しているこ
とから旋回中の加速感が不足すると共に、旋回終了後か
ら直進状態への移行の際に駆動トルクが増大するまでの
間も車両の加速感が損なわれる。

〈課題を解決するための手段〉

車両が極低速走行以外での走行中の場合、駆動輪は路
面に対して多かれ少なかれスリップしているものであ
る。但し、路面と駆動輪との摩擦係数よりも大きな駆動
トルクが与えられると、駆動輪のスリップ量が急激に増大
してしまい、車両の操縦が困難となることは経験的にも
周知の通りである。

このようなことから、機関の発生する駆動トルクを有
効に利用しつつ車両の操縦が困難となるような駆動輪の
スリップを防止するためには、機関の駆動トルクが路面
と駆動輪との摩擦力の最大値を余り越えないように、こ
の機関の駆動トルクを制御することが望ましい。

つまり、機関で発生する駆動トルクを有効に働かせる
ためには、タイヤのスリップ率 S と、このタイヤと路面
との摩擦係数との関係を表す第13図に示すように、走行
中の駆動輪のタイヤのスリップ率 S が、このタイヤと路
面との摩擦係数の最大値と対応する目標スリップ率 S_0 或
いはこの目標スリップ率 S_0 の近傍でこれよりも小さな値
となるように、駆動輪のスリップ量を調整し、エネルギ
ーのロスを避けると同時に車両の操縦性能や加速性能を
損なわないようにすることが望ましい。

ここで、 V を車両の速度（以下、これを車速と呼称す
る）、 V_0 を駆動輪の周速度とすると、タイヤのスリップ
率 S は、

$$S = \frac{V_0 - V}{V}$$

であり、このスリップ率 S がタイヤと路面との摩擦係数
の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 或いはその近傍で
これよりも小さな値となるように、機関11の駆動トルク
を設定すれば良い。

本発明による車両の出力制御装置は、かかる知見に鑑
みてなされたものであり、運転者による操作とは独立に
機関の駆動トルクを低減可能なトルク低減手段と、上記
機関により車両を駆動する際の駆動トルクの基準値とし
て基準駆動トルクを上記車両の車体加速度に基づいて設
定する基準駆動トルク設定手段と、この基準駆動トルク
設定手段により設定された基準駆動トルクから前記車速
よ駆動輪の周速度に基づいて前記機関の目標となる駆動
トルクを設定する目標駆動トルク設定手段と、前記機関
の駆動トルクがこの目標駆動トルク設定手段により設定
された目標駆動トルクに近付くように前記トルク低減手
段の作動を制御するトルク制御ユニットとを具えた車両
の装置において、この車両の操舵輪に対する操舵量を検
出する操舵角センサと、上記車両の操舵輪に対する操舵
量ととその操舵量で旋回したときに駆動輪が路面から受
ける旋回抵抗によって消費される駆動トルクの大きさと
の関係を予め記憶しておき、上記操舵角センサからの検
出信号に基づき旋回による上記駆動トルク消費分に対応
して前記機関の基準駆動トルクを増大方向に補正するコ
ーナリングドラッグ補正手段とを具えたことを特徴とす
るものである。

なお、機関の駆動トルクを低下させるトルク低減手段
としては、点火時期を遅らせたり吸入空気量や燃料供給
量を少なくしたり、或いは燃料供給を中止したりするこ
とが一般的であるが、特殊なものとしては機関の圧縮比
を下げるようにしたもの等も採用することができる。

〈作用〉

基準駆動トルク設定手段は、車体加速度に基づいて基準駆動トルクを設定する。そして、目標駆動トルク設定手段は駆動輪の周速度とに基づいて前記基準駆動トルクから目標駆動トルクを設定し、これをトルク制御ユニットに出力する。

前記目標駆動トルク設定手段からトルク制御ユニットへ機関の目標駆動トルクが出力されると、トルク制御ユニットは機関の駆動トルクがこの目標駆動トルクとなるように、トルク低減手段の作動を制御し、運転者による操作とは関係なく機関の駆動トルクを必要に応じて低減させる。

一方、車両が旋回中には操舵角センサにより操舵輪に対する操舵量が検出され、上記車両の操舵輪に対する操舵量とその操舵量で旋回したときに駆動輪が路面から受ける旋回抵抗によって消費される駆動トルクの大きさとの関係を予め記憶しているコーナリングドラッグ補正手段が、上記操舵角センサによって検出された操舵量に基づき上記関係から求めた上記駆動トルク消費分に対応して前記機関の基準駆動トルクを増大方向に補正する。この結果、車両の旋回中及び旋回終了時点における機関の基準駆動トルクが大きくなっており、旋回中および旋回終了後から直進状態へ車両が移行した際の車両の加速感が高まる。

〈実施例〉

本発明による車両の出力制御装置を前進 4 段後進 1 段の自動変速機を組み込んだ前輪駆動形式の車両に応用した一実施例の概念を表す第 1 図及びその車両の概略構造を表す第 2 図に示すように、機関 11 の出力軸 12 には油圧式自動変速機 13 の入力軸 14 が接続している。この油圧式自動変速機 13 は、運転者による図示しないセレクトレバーの選択位置と車両の運転状態とに応じて機関 11 の運転状態を制御する電子制御ユニット（以下、これを ECU と記載する）15 からの指令に基づき、油圧制御装置 16 を介して所定の変速段を自動的に選択するようになっている。この油圧式自動変速機 13 の具体的な構成や作用等については、例えば特開昭 58-54270 号公報や特開昭 61-31749 号公報等で既に周知の通りであり、油圧制御装置 16 内には油圧式自動変速機 13 の一部を構成する複数の摩擦係合要素の係合操作と開放操作とを行うための図示しない一対のシフト制御用電磁弁が組み込まれ、これらシフト制御用電磁弁に対する通電のオン、オフ操作を ECU 15 により制御することにより、前進 4 段後進 1 段の内の任意の変速段への変速動作を滑らかに達成するものである。

機関 11 の燃焼室 17 に連結された吸気管 18 の途中には、この吸気管 18 によって形成される吸気通路 19 の開度を変化させ、燃焼室 17 内に供給される吸入空気量を調整するスロットル弁 20 を組み込んだスロットルボディ 21 が介装されている。第 1 図及び筒状をなすこのスロットルボデ

ィ 21 の部分の拡大断面構造を表す第 3 図に示すように、スロットルボディ 21 にはスロットル弁 20 を一体に固定したスロットル軸 22 の両端部が回転自在に支持されている。吸気通路 19 内に突出するこのスロットル軸 22 の一端部には、アクセルレバー 23 とスロットルレバー 24 とが同軸状をなして嵌合されている。

前記スロットル軸 22 とアクセルレバー 23 の筒部 25 との間には、ブッシュ 26 及びスペーサ 27 が介装され、これによってアクセルレバー 23 はスロットル軸 22 に対して回転自在となっている。更に、スロットル軸 22 の一端側に取り付けた座金 28 及びナット 29 により、スロットル軸 22 からアクセルレバー 23 が抜け外れるのを未然に防止している。又、このアクセルレバー 23 と一体のケーブル受け 30 には、運転者によって操作されるアクセルペダル 31 がケーブル 32 を介して接続しており、アクセルペダル 31 の踏み込み量に応じてアクセルレバー 23 がスロットル軸 22 に対して回転するようになっている。

一方、前記スロットルレバー 24 はスロットル軸 22 と一体に固定されており、従ってこのスロットルレバー 24 を操作することにより、スロットル弁 20 がスロットル軸 22 と共に回転する。又、アクセルレバー 23 の筒部 25 にはカラー 33 がこれと同軸一体に嵌着されており、前記スロットルレバー 24 の先端部には、このカラー 33 の一部に形成した爪部 34 に係止し得るストッパ 35 が形成されている。これら爪部 34 とストッパ 35 とは、スロットル弁 20 が開く方向にスロットルレバー 24 を回転させるか、或いはスロットル弁 20 が閉まる方向にアクセルレバー 23 を回転させた場合に相互に係止するような位置関係に設定されている。

前記スロットルボディ 21 とスロットルレバー 24 との間には、スロットルレバー 24 のストッパ 35 をアクセルレバー 23 と一体のカラー 33 の爪部 34 に押し付けてスロットル弁 20 を開く方向に付勢するねじりコイルばね 36 が、スロットル軸 22 に嵌合された筒状をなす一対のばね受け 37、38 を介し、このスロットル軸 22 と同軸状をなして装着されている。又、スロットルボディ 21 から突出するストッパビン 39 とアクセルレバー 23 との間にも、前記カラー 33 の爪部 34 をスロットルレバー 24 のストッパ 35 に押し付けてスロットル弁 20 を閉じる方向に付勢し、アクセルペダル 31 に対してディテント感を付与するためのねじりコイルばね 40 が前記カラー 33 を介してアクセルレバー 23 の筒部 25 にスロットル軸 22 と同軸状をなして装着されている。

前記スロットルレバー 24 の先端部には、基端をアクチュエータ 41 のダイヤフラム 42 に固定した制御棒 43 の先端部が連結されている。このアクチュエータ 41 内に形成された圧力室 44 には、前記ねじりコイルばね 36 と共にスロットルレバー 24 のストッパ 35 をカラー 33 の爪部 34 に押し付けてスロットル弁 20 を開く方向に付勢する圧縮コイルばね 45 が組み込まれている。そして、これら二つのばね

36,45のばね力の和よりも、前記ねじりコイルばね40のばね力のほうが大きく設定され、これによりアクセルペダル31を踏み込まない限り、スロットル弁20は開かないようになっている。

前記スロットルボディ21の下流側に連結されて吸気通路19の一部を形成するサージタンク46には、接続配管47を介してバキュームタンク48が連通しており、このバキュームタンク48と接続配管47との間には、バキュームタンク48からサージタンク46への空気の移動のみ許容する逆止め弁49が介装されている。これにより、バキュームタンク48内の圧力はサージタンク46内の最低圧力とほぼ等しい負圧に設定される。

これらバキュームタンク48内と前記アクチュエータ41の圧力室44とは、配管50を介して連通状態となっており、この配管50の途中には非通電時閉塞型の第一のトルク制御用電磁弁51が設けられている。つまり、このトルク制御用電磁弁51には配管50を塞ぐようにプランジャ52を弁座53に付勢するばね54が組み込まれている。

又、前記第一のトルク制御用電磁弁51とアクチュエータ41との間の配管50には、スロットル弁20よりも上流側の吸気通路19に連通する配管55が接続している。そして、この配管55の途中には非通電時開放型の第二のトルク制御用電磁弁56が設けられている。つまり、このトルク制御用電磁弁56には配管55を開放するようにプランジャ57を付勢するばね58が組み込まれている。

前記二つのトルク制御用電磁弁51,56には、前記ECU15がそれぞれ接続し、このECU15からの指令に基づいてトルク制御装用電磁弁51,56に対する通電のオン、オフがデューティ制御されるようになっており、本実施例ではこれら全体の発明のトルク低減手段を構成している。

例えば、トルク制御用電磁弁51,56のデューティ率が0%の場合、アクチュエータ41の圧力室44がスロットル弁20よりも上流側の吸気通路19内の圧力とほぼ等しい大気圧となり、スロットル弁20の開度はアクセルペダル31の踏み込み量に一对一に対応する。逆に、トルク制御用電磁弁51,56のデューティ率が100%の場合、アクチュエータ41の圧力室44がバキュームタンク48内の圧力とほぼ等しい負圧となり、制御棒43が第1図中、左斜め上方に引き上げられる結果、スロットル弁20はアクセルペダル31の踏み込み量に関係なく閉じられ、機関11の駆動トルクが強制的に低減させられた状態となる。このようにして、トルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を調整することにより、アクセルペダル31の踏み込み量に関係なくスロットル弁20の開度を変化させ、機関11の駆動トルクを任意に調整することができる。

又、本実施例ではスロットル弁20の開度をアクセルペダル31とアクチュエータ41とで同時に制御するようにしたが、吸気通路19内に二つのスロットル弁を直列に配列し、一方のスロットル弁をアクセルペダル31にのみ接続すると共に他方のスロットル弁をアクチュエータ41にの

み接続し、これら二つのスロットル弁をそれぞれ独立に制御すること等も可能である。

一方、前記吸気管18の下流端側には、機関11の燃料室17内へ図示しない燃料を吹き込む燃料噴射装置の燃料噴射ノズル59が機関11の各気筒（本実施例では、四気筒の内燃機関を想定している）に対応してそれぞれ設けられ、ECU15によりデューティ制御される電磁弁60を介して燃料が燃料噴射ノズル59に供給される。つまり、電磁弁60の開弁時間を制御することで、燃焼室17に対する燃料の供給量が調整され、所定の空燃比となって燃焼室17内で点火プラグ61により点火されるようになっている。

前記ECU15には、機関11に取り付けられて機関回転数を検出するためのクランク角センサ62と、前記油圧式自動変速機13の出力軸63の回転数を検出して駆動輪である左右一対の前輪64,65の平均周速を算出するための前輪回転センサ66と、スロットルボディ21に取り付けられてスロットルレバー24の開度を検出するスロットル開度センサ67と、スロットル弁20の全閉状態を検出するアイドルスイッチ68の他、吸気管18の先端部のエアクリーナ69内に組付けられて機関11の燃焼室17へと流れる空気量を検出するカルマン渦流量計等のエアフローセンサ70と、機関11に組付けられてこの機関11の冷却水温を検出する水温センサ71と、排気管72の途中に組付けられて排気通路73内を流れる排気ガスの温度を検出する排気温度センサ74とイグニッションキースイッチ75とが接続している。

そして、これらクランク角センサ62及び前輪回転センサ66及びスロットル開度センサ67及びアイドルスイッチ68及びエアフローセンサ70及び水温センサ71及び排気温度センサ74及びイグニッションキースイッチ75からの出力信号がそれぞれECU15に送られるようになっている。

又、機関11の目標駆動トルクを算出するトルク演算ユニット（以下、これをTCLと呼称する）76には、前記スロットル開度センサ67及びアイドルスイッチ68と共にスロットルボディ21に取り付けられてアクセルレバー23の開度を検出するアクセル開度センサ77と、従動輪である左右一対の後輪78,79の回転速度をそれぞれ検出する後輪回転センサ80,81と、車両82の直進状態を基準として旋回時における操舵軸83の旋回角を検出する操舵角センサ84と、操舵軸83と一体の操舵ハンドル85の360度毎の正常位相（車両82がほぼ直進状態となるような位相がこれに含まれる）を検出する操舵軸基準位置センサ86とが接続し、これらセンサ77,80,81,84,86からの出力信号がそれぞれ送られる。

ECU15とTCL76とは、通信ケーブル87を介して結ばれており、ECU15からは機関回転数や油圧式自動変速機13の出力軸63の回転数及びアイドルスイッチ68からの検出信号等の機関11の運転状態の情報がTCL76に送られる。逆に、TCL76からはこのTCL76にて演算された目標駆動トルク及び点火時期の遅角割合に関する情報がECU15に送られる。

本実施例では、駆動輪である前輪64,65の前後方向にスリップ量が予め設定した量よりも大きくなった場合に、機関11の駆動トルクを低下させて操縦性を確保すると共にエネルギーロスを防止する制御（以下、これをスリップ制御と呼称する）を行った場合の機関11の目標駆動トルクと、旋回中の車両に発生する横向きの加速度（以下、これを横加速度と呼称する）が予め設定された値以上となった場合に、機関11の駆動トルクを低下させて車両が旋回路から逸脱しないようにする制御（以下、これを旋回制御と呼称する）を行った場合の機関11の目標駆動トルクとをTCL76にてそれぞれ演算し、これら二つの目標駆動トルクから最適な最終目標駆動トルクを選択し、機関11の駆動トルクを必要に応じて低減できるようにしている。又、アクチュエータ41を介したスロットル弁20の全閉操作によっても、機関11の出力低減が間に合わない場合を考慮して点火時期の目標遅角量を設定し、機関11の駆動トルクを迅速に低減できるようにしている。

このような本実施例による制御の大まかな流れを表す第4図に示すように、本実施例ではスリップ制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{os} と、旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{oc} とをTCL76にて常に並行して演算し、これら2つの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{oc} から最適な最終目標駆動トルク T_o を選択し、機関11の駆動トルクを必要に応じて低減できるようにしている。

具体的には、イグニッションキースイッチ75のオン操作により本実施例の制御プログラムが開始され、M1にてまず操舵軸旋回位置初期値 $\delta_m^{(0)}$ の読み込みや各種のフラグのリセット或いはこの制御のサンプリング周期である15ミリ秒毎の主タイマのカウント開始等の初期設定が行われる。

そして、M2にて各種センサからの検出信号に基づいてTCL76は車速 V 等を演算し、これに続いて操舵軸83の中立位置 δ_M をM3にて学習補正する。この車両82の操舵軸83の中立位置 δ_M は、ECU15やTCL76中の図示しないメモリに記憶されていないため、前記イグニッションキースイッチ75のオン操作の度に初期値 $\delta_m^{(0)}$ が読み込まれ、車両82が後述する直進走行条件を満たした場合にのみ学習補正され、イグニッションキースイッチ75がオフ状態となるまでこの初期値 $\delta_m^{(0)}$ が学習補正されるようになっている。

次に、TCL76はM4にて前輪回転センサ66からの検出信号と後輪回転センサ80,81からの検出信号とに基づいて

$$V = \frac{V_{RL} + V_{RR}}{2}$$

$$\delta = \frac{\delta_H}{\rho_H}$$

機関11の駆動トルクを規制するスリップ制御を行う場合の目標駆動トルク T_{os} を演算し、M5にて後輪回転センサ80,81からの検出信号と操舵角センサ84からの検出信号とに基づいて機関11の駆動トルクを規制する旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{oc} を演算する。

そして、M6にてTCL76はこれらの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{oc} から最適な最終目標駆動トルク T_o を主として安全性を考慮して後述する方法により選択する。更に、急発進時や路面状況が通常の乾燥路から凍結路に急変するような場合には、アクチュエータ41を介したスロットル弁20の全閉操作によっても機関11の出力低減が間に合わない虞があるので、M7にて前輪64,65のスリップ量 s の変化率 G_s に基づいて基本遅角量 P_b の補正を行うための遅角割合を選択し、これら最終目標駆動トルク T_o 及び基本遅角量 P_b の遅角割合に関するデータをM8にてECU15に出力する。

そして、運転者が図示しない手動スイッチを操作してスリップ制御や旋回制御を希望している場合には、ECU15は機関11の駆動トルクがこの最終目標駆動トルク T_o となるように、一対のトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を制御し、更に基本遅角量 P_b の遅角割合に関するデータに基づき、このECU15内で目標遅角量 P_o を算出し、点火時期 P を必要に応じて目標遅角量 P_o だけ遅らせ、これによって車両82を無理なく安全に走行させるようになっている。

なお、運転者が図示しない手動スイッチを操作してスリップ制御や旋回制御を希望していない場合には、ECU15は一対のトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%側に測定する結果、車両82は運転者のアクセルペダル31の踏み込み量に対応した通常の運転状態となる。

このように、機関11の駆動トルクをM9にて主タイマのサンプリング周期である15ミリ秒毎のカウントダウンが終了するまで制御し、これ以降はM2からM10までのステップを前記イグニッションキースイッチ75がオフ状態になるまで繰り返すのである。

ところで、M5のステップにて旋回制御を行って機関11の目標駆動トルク T_{oc} を演算する場合、TCL76は一対の後輪回転センサ80,81の検出信号に基づいて車速 V を下式（1）により演算すると共に操舵角センサ84からの検出信号に基づいて前輪64,65の舵角 δ を下式（2）より演算し、この時の車両82の目標横加速度 G_{yo} を下式（3）よりそれぞれ求めている。

$$\dots (1)$$

$$\dots (2)$$

$$G_{yo} = \frac{\delta}{l \cdot \left(A + \frac{1}{V^2} \right)} \quad \dots (3)$$

但し、 V_{RL} 、 V_{RR} はそれぞれ左右一対の後輪78,79の周速度（以下、これを後輪速と呼称する）、 ρ_H は操舵歯車変速比、 δ_H 操舵軸83の旋回角、 l は車両82のホイールベース、 A は後述する車両82のスタビリティファクタである。

この(3)式から明らかなように、車両82の整備時に前輪64,65のトーイン調整を行った場合や図示しない操舵歯車の磨耗等の経年変化等によって、操舵軸83の中立位置 δ_M が変わってしまうと、操舵軸83の旋回位置 δ_m と操舵輪である前輪64,65の実際の舵角 δ との間にずれが発生する。この結果、車両82の目標横加速度 G_{yo} を正確に算出することができなくなる虞があり、旋回制御を良好に行うことが困難となる。しかも、本発明ではM4のステップでのスリップ制御の際に、後述するコーナリングドラッグ補正手段が、操舵軸83の旋回角 δ_H に基づいて機関11の基準駆動トルクを補正していること等から、スリップ制御も良好に行えなくなる虞がある。このようなことから、操舵軸83の中立位置 δ_M をM3のステップにて学習補正する必要がある。

この操舵軸83の中立位置 δ_M を学習補正する手順を表す第5図に示すように、TCL76はH1にて旋回制御中フラグFcがセットされているか否かを判定する。そして、このH1のステップにて車両82が旋回制御中であると判断した場合には、機関11の出力が操舵軸83の中立位置 δ_M を学習補正することにより急変し、乗り心地を悪化させる虞等があるので、操舵軸83の中立位置 δ_M の学習補正を行わない。

一方、H1のステップにて車両82が旋回制御中ではないと判断した場合には、操舵軸83の中立位置 δ_M の学習補正を行っても不具合は生じないので、TCL76は後輪回転センサ80,81からの検出信号に基づき、H2にて中立位置 δ_M の学習及び後述する旋回制御のための車速 V を前記(1)式により算出する。次に、TCL76はH3にて後輪速 V_{RL} 、 V_{RR} の差（以下、これを後輪速差と呼称する） $|V_{RL} - V_{RR}|$ を算出した後、TCL76はH4にて操舵軸基準位置センサ86により操舵軸83の基準位置 δ_N が検出された状態で中立位置 δ_M の学習補正が行われたか否か、つまり操舵軸83の基準位置 δ_N が検出された状態での舵角中立位置学習済フラグ F_{HN} がセットされているか否かを判定する。

イグニッションキースイッチ75のオン操作直後は、舵角中立位置学習済フラグ F_{HN} がセットされていない、即ち中立位置 δ_M の学習が初回であるので、H5にて今回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_m(n)$ が前回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_m(n-1)$ と等しいか否かを判定する。この際、運転者の手振れ等による影響を受けないよ

うに、操舵角センサ84による操舵軸83の旋回検出分解能を例えば5度前後に設定しておくことが望ましい。

このH5のステップにて今回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_m(n)$ が前回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_m(n-1)$ と等しいと判断した場合には、H6にて車速 V が予め設定した閾値 V_A より大きいかなかを判定する。この操作は、車両82がある程度の高速にならないと、操舵に伴う後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ 等が検出できないために必要なものであり、前記閾値 V_A は車両82の走行特性等に基づいて実験等により、例えば毎時10kmの如く適宜設定される。

そして、H6のステップにて車速 V が閾値 V_A 以上であると判定した場合には、TCL76はH7にて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が予め設定した、例えば毎時0.3kmの如き閾値 V_X よりも小さいか否か、つまり車両82が直進状態にあるかどうかを判定する。ここで、閾値 V_X を毎時0kmとしないのは、左右の後輪78,79のタイヤの空気圧が等しくない場合、車両82が直進状態であるにもかかわらず、左右一対の後輪78,79の周速度 V_{RL} 、 V_{RR} が相違して車両82が直進状態ではないと判定してしまうのを避けるためである。

なお、左右の後輪78,79のタイヤの空気圧が等しくない場合、前記後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ は車速 V に比例して大きくなる傾向を持つので、この閾値 V_X を例えば第6図に示すようにマップ化しておき、このマップから車速 V に基づいて閾値 V_X を読み出すようにしても良い。

このH7のステップにて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が閾値 V_X 以下であると判断したならば、H8にて操舵軸基準位置センサ86が操舵軸83の基準位置 δ_N を検出しているか否かを判定する。そして、このH8のステップにて操舵軸基準位置センサ86が操舵軸83の基準位置 δ_N を検出している、即ち車両82が直進状態であると判断した場合には、H9にてTCL76内に内蔵された図示しない第一の学習用タイマのカウントを開始する。

次に、TCL76はH10にてこの第一の学習用タイマのカウント開始から0.5秒経過したか否か、即ち車両82の直進状態が0.5秒継続したかどうかを判定し、この第一の学習用タイマのカウント開始から0.5秒経過していない場合には、H11にて車速 V が前記閾値 V_A より大きいかなかを判定する。このH11のステップにて車速 V が閾値 V_A より大きいと判断した場合には、H12にて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が毎時0.1kmの如き閾値 V_B 以下であるか否かを判定する。このH12のステップにて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が前記閾値 V_B 以下である、即ち車両82が直進状態であると判断したならば、H13にてTCL76内に内蔵された図示しない第二の学習用タイマのカウントを開始する。

そして、H14にてこの第二の学習用タイマのカウント

開始から5秒経過したか否か、即ち車両82の直進状態が5秒継続したかどうかを判定し、第二の学習用タイマのカウンタ開始から5秒経過していない場合には、前記H2のステップに戻ってこのH2のステップからH14のステップまでの操作が繰り返される。

この反復操作の途中のH8のステップにて操舵軸基準位置センサ86が操舵軸83の基準位置 δ_N を検出していると判断し、H9のステップにて前記第一の学習用タイマのカウンタを開始し、H10にてこの第一の学習用タイマのカウンタ開始から0.5秒経過した、即ち車両82の直進状態が0.5秒継続したと判断した場合には、H15にて操舵軸83の基準位置 δ_N が検出された状態での舵角中立位置学習済フラグ F_{HN} をセットし、H16にて更に操舵軸83の基準位置 δ_N が検出されない状態での舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされているか否かを判定する。又、前記H14のステップにて第二の学習用タイマのカウンタ開始から5秒経過したと判断した場合にも、このH16のステップに移行する。

以上の操作では、まだ操舵軸83の基準位置 δ_N が検出されない状態での舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされていないので、このH16のステップでは操舵軸83の基準位置 δ_N が検出されない状態での舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされていない、即ち操舵軸83の基準位置 δ_N が検出された状態での中立位置 δ_M の学習が初回であると判断し、H17にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ を新たな操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n)}$ と見なし、これをTCL76内のメモリに読み込むと共に操舵軸83の基準位置 δ_N が検出されない状態での舵角中立位置学習済フラグ F_H をセットする。

このようにして、操舵軸83の新たな中立位置 $\delta_{M(n)}$ を設定した後、この操舵軸83の中立位置 δ_M を基準として操舵軸83の旋回角 δ_H を算出する一方、H18にて学習用タイマのカウンタがクリアされ、再び舵角中立位置学習が行われる。

なお、前記H5のステップにて今回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ が前回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n-1)}$ と等しくないとは判断した場合や、H11のステップにて車速 V が閾値 V_A 以上ではない、即ちH12のステップにて算出される後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ に信頼性がないとは判断した場合、或いはH12のステップにて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が閾値 V_B よりも大きいとは判断した場合には、いずれも車両82が直進状態ではないことから、前記H18のステップに移行する。

又、前記H7のステップにて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が閾値 V_X よりも大きいとは判断した場合や、H8のステップにて操舵軸基準位置センサ86が操舵軸83の基準位置 δ_N を検出していないとは判断したならば、H19にて前記第一の学習用タイマのカウンタをクリアし、前記H11のステップに移行するが、前記H6のステップにて車速 V が閾値 V_A 以下であると判断した場合にも、車両82が直進状態である

と判断できないので、このH11のステップに移行する。

一方、前記H4のステップにて操舵軸83の基準位置 δ_N が検出された状態での舵角中立位置学習済フラグ F_{HN} がセットされている、即ち中立位置 δ_M の学習が二回目以降であると判断した場合には、H20にて操舵軸基準位置センサ86が操舵軸83の基準位置 δ_N を検出しているか否かを判定する。そして、このH20のステップにて操舵軸基準位置センサ86が操舵軸83の基準位置 δ_N を検出していると判断した場合には、H21にて車速 V が予め設定した閾値 V_A より大きいのか否かを判定する。

このH21のステップにて車速 V が閾値 V_A 以上であると判断した場合には、TCL76がH22にて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が前記閾値 V_X よりも小さいか否か、つまり車両82が直進状態にあるかどうかを判定する。そして、このH22のステップにて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が閾値 V_X よりも小さいとは判断したならば、H23にて今回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ が前回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n-1)}$ と等しいか否かを判定する。このH23のステップにて今回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ が前回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n-1)}$ と等しいとは判断したならば、H24にて前記第一の学習用タイマのカウンタを開始する。

次に、TCL76はH25にてこの第一の学習用タイマのカウンタ開始から0.5秒経過したか否か、即ち車両82の直進状態が0.5秒継続したかどうかを判定し、第一の学習用タイマのカウンタ開始から0.5秒経過していない場合には、前記H2のステップに戻り、前記H2～H4、H20～H25のステップを繰り返す。逆に、このH25のステップにて第一の学習用タイマのカウンタ開始から0.5秒経過したと判断した場合には、前記H16のステップに移行する。

なお、前記H20のステップにて操舵軸基準位置センサ86が操舵軸83の基準位置 δ_N を検出していないとは判断した場合や、H21のステップにて車速 V が閾値 V_A 以上ではない、即ちH22のステップにて算出される後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ に信頼性がないとは判断した場合、或いはH22のステップにて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が閾値 V_X よりも大きいとは判断した場合や、H23のステップにて今回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ が前回算出された操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n-1)}$ と等しくないとは判断した場合には、いずれも前記H18のステップに移行する。

前記H16のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされている、つまり中立位置 δ_M の学習が二回目以降であると判断した場合、TCL76はH26にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ が前回の操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しい、即ち

$$\delta_{m(n)} = \delta_{M(n-1)}$$

であるかどうかを判定する。そして、現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ が前回の操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しいと判定したならば、そのままH18のステップに移行し、次の舵角中立位置学習が行われ

る。

前記H26のステップにて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ が操舵系の遊び等が原因となって前回の操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しくないと判断した場合、本実施例では現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ をそのまま新たな操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n)}$ と判断せず、これらの差の絶対値が予め設定した補正制限量 $\Delta\delta$ 以上相違している場合には、前回の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n-1)}$ に対してこの補正制限量 $\Delta\delta$ を減算或いは加算したものを新たな操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n)}$ とし、これをTCL76内のメモリに読み込むようにしている。

つまり、TCL76はH27にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ から前回の操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ を減算した値が予め設定した負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも小さいか否かを判定する。そして、このH27のステップにて減算した値が負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも小さいと判断した場合には、H28にて新たな操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を、前回の操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と負の補正制限量 $-\Delta\delta$ とから $\delta_{M(n)} = \delta_{M(n-1)} - \Delta\delta$ と変更し、一回当たりの学習補正量が無条件に負側へ大きくならないように配慮している。

これにより、何らかの原因によって操舵角センサ84から異常な検出信号が出力されたとしても、操舵軸83の中立位置 δ_M が急激には変化せず、この異常に対する対応を迅速に行うことができる。

一方、H27のステップにて減算した値が負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも大きいと判断した場合には、H29にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ から前回の操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ を減算した値が正の補正制限値 $\Delta\delta$ よりも大きいと判定する。そして、このH29のステップにて減算した値が正の補正制限量 $\Delta\delta$ よりも大きいと判断した場合には、H30にて新たな操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を前回の操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と正の補正制限量 $\Delta\delta$ とから $\delta_{M(n)} = \delta_{M(n-1)} + \Delta\delta$ と変更し、一回当たりの学習補正量が無条件に正側へ大きくならないように配慮している。

これにより、何らかの原因によって操舵角センサ84から異常な検出信号が出力されたとしても、操舵軸83の中立位置 δ_M が急激には変化せず、この異常に対する対応を迅速に行うことができる。

但し、H29のステップにて減算した値が正の補正制限値 $\Delta\delta$ よりも大きいと判断した場合には、H31にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{m(n)}$ を新たな操舵軸83の中立位置 $\delta_{M(n)}$ としてそのまま読み出す。

このように、本実施例では操舵軸83の中立位置 δ_M を学習補正する際、後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ のみを利用する他に、操舵軸基準位置センサ86からの検出信号を併せて

利用する方法を採用し、車両82が発進してから比較的早い内に操舵軸83の中立位置 δ_M を学習補正することができる上、操舵軸基準位置センサ86が何らかの原因で故障しても後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ のみで操舵軸83の中立位置 δ_M を学習補正することができ、安全性に優れている。

従って、前輪64,65を旋回状態のままにして停車中の車両82が発進した場合、この時の操舵軸83の中立位置 δ_M の変化状態の一例を表す第7図に示すように、操舵軸83の中立位置 δ_M の学習制御が初回の時、前述したM1のステップにおける操舵軸旋回位置の初期値 $\delta_{m(n)}$ からの補正量は非常に大きなものとなるが、二回目以降の操舵軸83の中立位置 δ_M は、H17,H19のステップにおける操作により、抑えられた状態となる。

このようにして操舵軸83の中立位置 δ_M を学習補正した後、前輪回転センサ66からの検出信号と後輪回転センサ80,81からの検出信号とに基づいて機関11の駆動トルクを規制するスリップ制御を行う場合の目標駆動トルク Tos を演算する。

ところで、タイヤと路面との摩擦係数は車両82に加わる車速 V の変化率（以下、これを前後加速度と呼称する） G_x と等価であることを見なすことができるので、本実施例ではこの前後加速度 G_x を後輪回転センサ80,81からの検出信号に基づいて算出し、この前後加速度 G_x の最大値に対応する機関11の基準駆動トルク T_b を、前輪回転センサ66から検出される前輪速 V_f と前記車速 V に対応する目標前輪速 V_{f0} との偏差（以下、これをスリップ量と呼称する） s に基づいて補正し、目標駆動トルク Tos を算出している。

この機関11の目標駆動トルク Tos を算出するための演算ブロックを表す第8図に示すように、まずTCL76はスリップ制御用の車速 V_s を後輪回転センサ80,81からの検出信号に基づいて算出するが、本実施例では低車速選択部101にて二つの後輪速 V_{RL} 、 V_{RR} の内の小さい方の値をスリップ制御用の第一の車速 V_s として選択し、高車速選択部102にて二つの後輪速 V_{RL} 、 V_{RR} の内の大きな方の値をスリップ制御用の第二の車速 V_s として選択し、その上で切り換えスイッチ103により二つの選択部101,102の内のいずれの出力を取り込むかを更に選択するようになっている。

なお、本実施例では低車速選択部101にて選択される第一の車速 V_s は、二つの後輪速 V_{RL} 、 V_{RR} の内の小さい方の値 V_L に前記（1）式により算出される車速 V に対応する重み付けの係数 K_v を乗算部104にれ乗算し、これと二つの後輪速 V_{RL} 、 V_{RR} の内の大きい方の値 V_H に $(1 - K_v)$ を乗算部105にて乗算したものとを加算することにより求めている。

即ち、スリップ制御により実際に機関11の駆動トルクが低減されている状態、つまりスリップ制御中フラグ F_s がセットの状態では、切り換えスイッチ103により二つの後輪速 V_{RL} 、 V_{RR} の内の小さい方の値を車速 V_s として選

択し、運転者がスリップ制御を希望していても機関11の駆動トルクが低減されていない状態、つまりスリップ制御中フラグFsがリセットの状態では、二つの後輪速V_{RL}、V_{RR}の内の大きな方の値を車速Vsとして選択するようになっている。

これは、機関11の駆動トルクが低減されていない状態から、機関11の駆動トルクが低減される状態へ移行し難くすると同時に、この逆の場合での移行も難くするためである。例えば、車両82の旋回中における二つの後輪速V_{RL}、V_{RR}の内の小さい方の値を車速Vsとして選択した場合、前輪64,65にスリップが発生していないにも関わらずスリップが発生していると判断し、機関11の駆動トルクが低減されてしまうような不具合を避けるためと、車両82の走行安全性を考慮して、一旦、機関11の駆動トルクが低減された場合に、この状態が継続されるように配慮したためである。

又、低車速選択部101にて車速Vsを算出する場合、二つの後輪速V_{RL}、V_{RR}の内の小さい方の値V_Lに重み付けの係数K_vを乗算部104にて乗算し、これと二つの後輪速V_{RL}、V_{RR}の内の大きい方の値V_Hに(1-K_v)を乗算部105にて乗算したものとを加算するのは、例えば交差点等での右左折の如き曲率半径の小さな旋回路を走行する際に、前輪64,65の周速度の平均値と二つの後輪速V_{RL}、V_{RR}の内の小さい方の値V_Lとが大きく相違してしまう結果、フィードバックによる駆動トルクの補正量が大きすぎてしまい、車両82の加速性が損なわれる虞があるためである。

なお、本実施例では前記重み付けの係数K_vを後輪78,79の周速度の平均値である前記(1)式の車速Vに基づいて第9図に示す如きマップから読み出すようにしてい

$$G_{XF(n)} = \frac{28}{256} \cdot \sum \{G_{X(n)} - G_{XF(n-1)}\}$$

として遅延処理によりノイズ除去を行い、修正前後加速度G_{XF(n)}を比較的早く前後加速度G_{X(n)}に追従させて行く。

今回の前後加速度G_{X(n)}が前回の修正前後加速度G_{XF(n-1)}未満の場合、つまり車両82が余り加速していない時には主タイマのサンプリング周期Δt毎に以下の処理を行う。

スリップ制御中フラグFsがセットされていない、つまりスリップ制御による機関11の駆動トルクを低減していない状態では、車両82が減速中にあるので

$$G_{XF(n)} = G_{XF(n-1)} - 0.002$$

として修正前後加速度G_{XF(n)}の低下を抑制し、運転者による車両82の加速要求に対する応答性を確保している。

又、スリップ制御により機関11の駆動トルクを低減している状態でスリップ量sが正、つまり前輪64,65のスリップが多少発生している時にも、車両82は減速中であることから安全性に問題がないので、

る。

このようにして算出されるスリップ制御用の車速Vsに基づいて前後加速度G_Xを算出するが、まず今回算出した車速Vs(n)と一回前に算出した車速Vs(n-1)とから、現在の車両82の前後加速度G_{X(n)}を微分演算部106にて下式のように算出する。

$$G_{X(n)} = \frac{V_{S(n)} - V_{S(n-1)}}{3.6 \cdot \Delta t \cdot g}$$

但し、Δtは本制御のサンプリング周期である15ミリ秒、gは重力加速度である。

そして、算出された前後加速度G_{X(n)}が0.6g以上となった場合には、演算ミス等に対する安全性を考慮してこの前後加速度G_{X(n)}の最大値が0.6gを越えないように、クリップ部107にて前後加速度G_{X(n)}を0.6gにクリップする。更に、フィルタ部108にてノイズ除去のためのフィルタ処理を行って修正前後加速度G_{XF}を算出する。

このフィルタ処理は、車両82の前後加速度G_{X(n)}がタイヤと路面との摩擦係数と等価であると見なすことができることから、車両82の前後加速度G_{X(n)}の最大値が変化してタイヤのスリップ率Sがタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率S₀或いはその近傍から外れそうになった場合でも、タイヤのスリップ率Sをタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率S₀或いはその近傍でこれよりも小さな値に維持させるように、前後加速度G_{X(n)}を修正するためのものであり、具体的には以下の通りに行われる。

今回の前後加速度G_{X(n)}がフィルタ処理された前回の修正前後加速度G_{XF(n-1)}以上の場合、つまり車両82が加速し続けている時には、今回の修正前後加速度G_{XF(n)}を

$$G_{XF(n)} = G_{XF(n-1)} - 0.002$$

として修正前後加速度G_{XF}の低下を抑制し、運転者による車両82の加速要求に対する応答性を確保している。

更に、スリップ制御により機関11の駆動トルクを低減している状態で前輪64,65のスリップ量sが負、つまり車両82が減速している時には、修正前後加速度G_{XF}の最大値を保持し、運転者による車両82の加速要求に対する応答性を確保する。

同様に、スリップ制御による機関11の駆動トルクを低減している状態で油圧制御装置16による油圧式自動変速機13のシフトアップ中には、運転者に対する加速感を確保する必要上、修正前後加速度G_{XF}の最大値を保持する。

そして、フィルタ部108にてノイズ除去された修正前後加速度G_{XF}は、トルク換算部109にてこれをトルク換算するが、このトルク換算部109にて算出された値は、当然のことながら正の値となるはずであるから、クリップ

部110にて演算ミスを防止する目的でこれを0以上にクリップした後、走行抵抗算出部111にて算出された走行抵抗 T_R を加算部112にて加算し、更に操舵角センサ84からの検出信号に基づいて本発明のコナリングドラッグ補正量算出部113にて算出されるコナリングドラッグ補正トルク T_C を加算部114にて加算し、下式(4)に示す基準駆動トルク T_B を算出する。

$$T_B = G_{F0} \cdot W_b \cdot r + T_R + T_C \quad \dots (4)$$

ここで、 W_b は車体重量、 r は前輪64,65の有効半径である。

前記走行抵抗 T_R は車速 V の関数として算出することができるが、本実施例では第10図に示す如きマップから求めている。この場合、平坦路と登坂路とでは走行抵抗 T_R が異なるので、マップには図中、実線にて示す平坦路用と二点鎖線にて示す登坂路用とが書き込まれ、車両82に組み込まれた図示しない傾斜センサからの検出信号に基づいて、いずれか一方を選択するようにしているが、下り坂等を含めて更に細かく走行抵抗 T_R を設定することも可能である。

又、本発明では前記コナリングドラッグ補正トルク T_C を第11図に示す如きマップから求めており、これによって実際の走行状態と近似した機関11の基準トルク T_B を設定することができ、旋回直後の機関11の基準駆動トルク T_B が大きめになっていることから、旋回路を抜けた後の車両82の加速フィーリングが向上する。

なお、前記(4)式により算出される基準駆動トルク T_B に対し、本実施例では可変クリップ部115にて下限値を設定することにより、この基準駆動トルク T_B から後述する最終補正トルク T_{PID} を減算部116にて減算した値が、負となってしまうような不具合を防止している。この基準駆動トルク T_B の下限値は、第12図に示す如きマップに示すように、スリップ制御の開始時点からの経過時間に応じて段階的に低下させるようにしている。

一方、TCL76は前輪回転センサ66からの検出信号に基づいて実際の前輪速 V_F を算出し、先にも述べたようにこの前輪速 V_F とスリップ制御用の車速 V_S に基づいて設定される目標前輪速 V_{F0} に基づいて設定される補正トルク算出目標前輪速 V_{FS} との偏差であるスリップ量 s を用い、前記基準駆動トルク T_B のフィードバック制御を行うことによって、機関11の目標駆動トルク T_{0s} を算出する。

ところで、車両82の加速時に機関11で発生する駆動トルクを有効に働かせるためには、第13図中の実線で示すように、走行中の前輪64,65のタイヤのスリップ率 S が、このタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応する目標スリップ率 S_0 或いはその近傍でこれよりも小さな値となるように調整し、エネルギーのロスを防ぐと共に車両82の操縦性能や加速性能を損なわないようにすることが望ましい。

ここで、目標スリップ率 S_0 は路面の状況に応じて0.1

～0.25程度の範囲に振れることが知られており、従って車両82の走行中には路面に対して10%程度のスリップ量 s を駆動輪である前輪64,65に発生させることが望ましい。以上の点を勘案して目標前輪速 V_{F0} を乗算部117にて下式の通りに設定する。

$$V_{F0} = 1.1 \cdot V$$

そして、TCL76は加速度補正部118にて第14図に示す如きマップから前述した修正前後加速度 G_X に対応するスリップ補正量 V_K を読み出し、これを加算部119にて基準トルク算出目標前輪速 V_{F0} に加算する。このスリップ補正量 V_K は、修正前後加速度 G_X の値が大きくなるにつれて段階的に増加するような傾向を持たせているが、本実施例では走行試験等に基づいてこのマップを作成している。

これにより、補正トルク算出目標前輪速 V_{FS} が増大し、加速時におけるスリップ率 S が第13図中の実線で示す目標スリップ率 S_0 或いはその近傍でこれよりも小さな値となるように設定される。

一方、旋回中におけるタイヤと路面との摩擦係数と、このタイヤのスリップ率 S との関係を第13図中の一点鎖線で示すように、旋回中におけるタイヤと路面との摩擦係数の最大値となるタイヤのスリップ率は、直進中におけるタイヤと路面との摩擦係数の最大値となるタイヤの目標スリップ率 S_0 よりも相当小さいことが判る。従って、車両82が旋回中にはこの車両82が円滑に旋回できるように、目標前輪速 V_{F0} を直進時よりも小さく設定することが望ましい。

そこで、旋回補正部120にて第15図の実線で示す如きマップから前記目標横加速度 G_{Y0} に対応するスリップ補正量 V_K を読み出し、これを減算部121にて基準トルク算出目標前輪速 V_{F0} から減算する。但し、イグニッションキースイッチ75のオン操作の後に行われる最初の操舵軸83の中立位置 δ_M の学習が行われるまでは、操舵軸83の旋回角 δ_H の信頼性がないので、後輪78,79の周速度 V_{RL} 、 V_{RR} により車両82に実際に作用する横加速度 G_Y に基づいて第15図の破線で示す如きマップから前記スリップ補正量 V_K を読み出す。

ところで、前記目標横加速度 G_{Y0} は操舵角センサ84からの検出信号に基づいて前記(2)式により舵角 δ を算出し、この舵角 δ を用いて前記(3)式により求めると共に操舵軸83の中立位置 δ_M を学習補正している。

従って、操舵角センサ84又は操舵軸基準位置センサ86に異常が発生すると、目標横加速度 G_{Y0} が全く誤った値となることが考えられる。そこで、操舵角センサ82等に異常が発生した場合には、後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ を用いて車両82に発生する実際の横加速度 G_Y を算出し、これを目標横加速度 G_{Y0} の代わりに用いる。

具体的には、この実際の横加速度 G_Y は後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ と車速 V とからTCL76内に組み込まれた横加速度演算部122にて下式(5)のように算出され、これをフ

フィルタ部123にてノイズ除去処理した修正横加速度 G_{YF} が 用いられる。

$$G_Y = \frac{|V_{RL} - V_{RR}| \cdot V}{3.6^2 \cdot b \cdot g} \quad \dots (5)$$

但し、 b は後輪78,79のトレッドであり、前記フィルタ部123では今回算出した横加速度 $G_{Y(n)}$ と前回算出した修正横加速度 $G_{YF(n-1)}$ とから今回の修正横加速度 $G_{YF(n)}$

を下式に示すデジタル演算によりローパス処理を行っている。

$$G_{YF(n)} = \sum \frac{20}{256} \{ G_{Y(n)} - G_{YF(n-1)} \}$$

10

前記操舵角センサ84或いは操舵軸基準位置センサ86に異常が発生したか否かは、例えば第16図に示す断線検出回路等によりTCL76にて検出することができる。つまり、操舵角センサ84及び操舵軸基準位置センサ86の出力を抵抗 R にてプルアップすると共にコンデンサ C で接地しておき、その出力をそのままTCL76のA0端子に入力して各種制御に供する一方、コンパレータ88を通してA1端子に入力させている。このコンパレータ88の負端子には基準電圧として4.5ボルトの規定値を印加してあり、操舵角センサ84が断線すると、A0端子の入力電圧が規定値を超えてコンパレータ88がオンとなり、A1端子の入力電圧が継続してハイレベル H となる。そこで、A1端子の入力電圧が一定時間、例えば2秒間ハイレベル H であれば、断線と判断してこれら操舵角センサ84或いは操舵軸基準位置センサ86の異常発生を検出するようにTCL76のプログラムを設定してある。

上述した実施例では、ハードウェアにて操舵角センサ84等の異常を検出するようにしたが、ソフトウェアにてその異常を検出することも当然可能である。

例えば、この異常の検出手順の一例を表す第17図に示すようにTCL76はまずW1にて前記第16図に示した断線検出による異常の判定を行い、異常ではないと判断した場合には、W2にて前輪回転センサ66及び後輪回転センサ80,81に異常があるか否かを判定する。このW2のステップにて各回転センサ66,80,81に異常がないと判断した場合には、W3にて操舵軸83が同一方向に一回転以上、例えば400度以上操舵したか否かを判定する。このW3のステップにて操舵軸83が同一方向に400度以上操舵したと判断した場合には、W4にて操舵軸基準位置センサ86から操舵軸83の基準位置 θ_N を知らせる信号があったか否かを判断する。

20

そして、このW4のステップにて操舵軸83の基準位置 θ_N を知らせる信号がないと判断した場合、操舵軸基準位置センサ86が正常であるならば、操舵軸83の基準位置 θ_N を知らせる信号が少なくとも一回はあるはずなので、W4にて操舵角センサ84が異常であると判断し、異常発生中フラグ F_W をセットする。

前記W3のステップにて操舵軸83が同一方向に400度以上操舵されていないと判断した場合、或いはW4のステップにて操舵軸83の基準位置 θ_N を知らせる信号が操舵軸

50

基準位置センサ86からあったと判断した場合には、W6にて操舵軸中立位置 θ_M の学習が済んでいるか否か、即ち二つの舵角中立位置学習済フラグ F_{M1} 、 F_{M2} の内の少なくとも一方がセットされているか否かを判定する。

そしてこのW6のステップにて操舵軸83の中立位置 θ_M の学習が済んでいると判断した場合には、W7にて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が例えば毎時1.5kmを超え、W8にて車速 V が例えば毎時20kmと毎時60kmとの間にあり、且つW9にてこの時の操舵軸83の旋回角 θ_H の絶対値が例えば10度未満である、即ち車両82がある程度の速度で旋回中であると判断した場合には、操舵角センサ84が正常に機能しているならば、前記旋回角 θ_H の絶対値が10度以上になるはずであるから、W10にて操舵角センサ84が異常であると判断する。

なお、目標横加速度 G_{Y0} に対応する前記スリップ補正量 V_{Kc} は、運転者の操舵ハンドル85の切り増しが考えられるので、この目標横加速度 G_{Y0} が小さな領域では、修正横加速度 G_{YF} に対応するスリップ補正量 V_{Kc} よりも小さめに設定している。又、車速 V が小さな領域では、車両82の加速性を確保することが望ましく、逆にこの車速 V がある程度の速度以上では、旋回のし易さを考慮する必要があるので、第15図から読み出されるスリップ補正量 V_{Kc} に車速 V に対応した補正係数を第18図に示すマップから読み出して乗算することにより、修正スリップ補正量 V_{Kf} を算出している。

これにより、補正トルク算出用目標前輪速 V_{F0} が減少し、旋回時におけるスリップ率 S が直進時における目標スリップ率 S_0 よりも小さくなり、車両82の加速性能が若干低下するものの、良好な旋回性が確保される。

これら目標横加速度 G_{Y0} 及び実際の横加速度 G_Y の選択手順を表す第19図に示すように、TCL76はT1にてスリップ補正量 V_{Kc} を算出するための横加速度として前記フィルタ部123からの修正横加速度 G_{YF} を採用し、T2にてスリップ制御中フラグ F_S がセットされているか否かを判定する。

このT2のステップにてスリップ制御中フラグ F_S がセットされていると判断したならば、前記修正横加速度 G_{YF} をそのまま採用する。これは、スリップ制御中にスリップ補正量 V_{Kc} を決める基準となる横加速度を、修正横加速度 G_{YF} から目標横加速度 G_{Y0} へ変えた場合に、スリップ

補正量 V_{kc} が大きく変化して車両82の挙動が乱れる虞があるためである。

前記T2のステップにてスリップ制御中フラグ F_3 がセットされていないと判断したならば、T3にて二つの舵角中立位置学習済フラグ F_{H1} 、 F_{H2} の内のいずれか一方がセットされているかを判定する。ここで、二つの舵角中立位置学習済フラグ F_{H1} 、 F_{H2} がいずれもセットされていないと判断した場合には、やはり前記修正横加速度 G_{yf} をそのまま採用する。又、このT3のステップにて二つの舵角中立位置学習済フラグ F_{H1} 、 F_{H2} の内のいずれかがセットされていると判断したならば、T4にてスリップ補正量 V_{kc} を算出するための横加速度として前記目標横加速度 G_{yo} を採用する。

以上の結果、補正トルク算出用目標前輪速 V_{fs} は下式の通りとなる。

$$V_{fs} = V_{fo} + V_k - V_{kf}$$

次に、前輪回転センサ66の検出信号からノイズ除去などを目的としたフィルタ処理により得た実前輪速 V_f と、前記補正トルク算出用目標前輪速 V_{fs} との偏差であるスリップ量 s を減算部124にて算出する。そして、このスリップ量 s が負の設定値以下、例えば毎時 -2.5km 以下の場合には、スリップ量 s として毎時 -2.5km をクリップ部125にてクリップし、このクリップ処理後のスリップ量 s に対して後述する比例補正を行い、この比例補正における過制御を防止して出力のハンチングが発生しないようにしている。

又、このクリップ処理前のスリップ量 s に対して後述する積分定数 ΔT_i を用いた積分補正を行い、更に微分補正を行って最終補正トルク T_{PID} を算出する。

前記比例補正としては、乗算部126にてスリップ量 s に比例係数 K_p を掛けて基本的な補正量を求め、更に乗算部127にて油圧式自動変速機13の変速比 ρ_m によって予め設定された補正係数 ρ_{kp} を乗算して比例補正トルク T_p を得ている。なお、比例係数 K_p はクリップ処理後のスリップ量 s に応じて第20図に示すマップから読み出すようにしている。

又、前記積分補正としてスリップ量 s のゆるやかな変化に対応した補正を実現するため、積分演算部128にて基本的な補正量を算出し、この補正量に対して乗算部129にて油圧式自動変速機13の変速比 ρ_m に基づいて予め設定された補正係数 ρ_{ki} を乗算し、積分補正トルク T_i を得ている。この場合、本実施例では一定の微小積分補正

$$T_{os} = \frac{T_b - T_{PID}}{\rho_m \cdot \rho_d \cdot \rho_r} \quad \dots (6)$$

但し、 ρ_d は差動歯車減速比、 ρ_r はトルクコンバータ比であり、油圧式自動変速機13がアップシフトの変速操作を行う際には、その変速終了後に高速段側の変速比 ρ_m が出力されるようになっている。つまり、油圧式自動変速機13のアップシフトの変速操作の場合には、変速

トルク ΔT_i を積分しており、15ミリ秒のサンプリング周期毎にスリップ量 s が正の場合には前記微小積分補正トルク ΔT_i を加算し、逆にスリップ量 s が負の場合には微小積分補正トルク ΔT_i を減算している。

但し、この積分補正トルク T_i には車速 V に応じて可変の第21図のマップに示す如き下限値 T_{il} を設定しており、このクリップ処理により車両82の発進時、特に登り坂での発進時には大きな積分補正トルク T_i を働かせて機関11の駆動力を確保し、車両82の発進後に車速 V が上昇してからは、逆に補正が大きすぎると制御の安定性を欠くので、積分補正トルク T_i が小さくなるようにしている。又、制御の収束性を高めるために積分補正トルク T_i に上限値、例えば 0kgm を設定し、このクリップ処理によって積分補正トルク T_i は第22図に示すように変化する。

このようにして算出された比例補正トルク T_p と積分補正トルク T_i とを加算部130にて加算し、比例積分補正トルク T_{Pi} を算出する。

なお、前記補正係数 ρ_{kp} 、 ρ_{ki} は油圧式自動変速機13の変速比 ρ_m に関連付けて予め設定された第23図に示す如きマップから読み出すようにしている。

又、本実施例では微分演算部131にてスリップ量 s の変化率 G_s を算出し、これに微分係数 K_d を乗算部132にて掛け、急激なスリップ量 s の変化に対する基本的な補正量を算出する。そして、これにより得られた値にそれぞれ上限値と下限値との制限を設け、微分補正トルク T_d が極端に大きな値とならないように、クリップ部133にてクリップ処理を行い、微分補正トルク T_d を得ている。このクリップ部133は、車両82の走行中の車輪速 V_f 、 V_{RL} 、 V_{RR} が路面状況や車両82の走行状態等によって、瞬間的に空転或いはロック状態となることがあり、このような場合にスリップ量 s の変化率 G_s が正或いは負の極端に大きな値となり、制御が発散して応答性が低下する虞があるので、例えば下限値を -55kgm にクリップすると共に上限値を 55kgm にクリップし、微分補正トルク T_d が極端に大きな値とならないようにするためのものである。

しかるのち、加算部134にてこれら比例積分補正トルク T_{Pi} と微分補正トルク T_d とを加算し、これにより得られる最終補正トルク T_{PID} を減算部116にて前述の基準駆動トルク T_b から減算し、更に乗算部135にて機関11と前輪64,65の車軸89,90との間の総減速比の逆数を乗算することにより、下式(6)に示すスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} を算出する。

信号の出力時点で高速段側の変速比 ρ_m を採用すると、上記(6)式からも明らかなように、変速中に目標駆動トルク T_{os} が増大して機関11が吹け上がってしまうため、変速開始の信号を出力してから変速操作が完了する、例えば1.5秒間は、目標駆動トルク T_{os} をより小さく

できる定速段側の変速比 ρ_m が保持され、変速開始の信号を出力してから1.5秒後に高速段側の変速比 ρ_m が採用される。同様な理由から、油圧式自動変速機13のダウンシフトの変速操作の場合には、変速信号の出力時点で定速段側の変速比 ρ_m が直ちに採用される。

前記(6)式で算出された目標駆動トルク T_{os} は当然のことながら正の値となるはずであるから、クリップ部136にて演算ミスを防止する目的で目標駆動トルク T_{os} を0以上にクリップし、スリップ制御の開始或いは終了を判定するための開始・終了判定部137での判定処理に従って、この目標駆動トルク T_{os} に関する情報がECU15に出力される。

開始・終了判定部137は下記(a)～(e)に示す全ての条件を満足した場合にスリップ制御の開始と判断し、スリップ制御中フラグ F_s をセットすると共に低車速選択部101からの出力をスリップ制御用の車速 V_s として選択するように切り換えスイッチ103を作動させ、目標駆動トルク T_{os} に関する情報をECU15に出力し、スリップ制御の終了を判断してスリップ制御中フラグ F_s がリセットとなるまでは、この処理を継続する。

(a) 運転者は図示しない手動スイッチを操作してスリップ制御を希望している。

(b) 運転者の要求している駆動トルク T_d は車両82を走行させるのに必要な最小の駆動トルク、例えば4kgm以上である。

なお、本実施例ではこの要求駆動トルク T_d をクランク角センサ62からの検出信号により算出された機関回転数 N_e と、アクセル開度センサ76からの検出信号により算出されたアクセル開度 θ_A とに基づいて予め設定された第24図に示す如きマップから読み出している。

(c) スリップ量 s は毎時2km以上である。

(d) スリップ量 s の変化率 G_s は0.2g以上である。

(e) 実前輪速 V_f を微分演算部138にて時間微分した実前輪加速度 G_f は0.2g以上である。

一方、前記開始・終了判定部137がスリップ制御の開始を判定した後、下記(f)、(g)に示す条件の内のいずれかを満足した場合には、スリップ制御終了と判断してスリップ制御中フラグ F_s をリセットし、ECU15に対する目標駆動トルク T_{os} の送信を中止すると共に高車速選択部102からの出力をスリップ制御用の車速 V_s として選択するように切り換えスイッチ103を作動させる。

(f) 目標駆動トルク T_{os} は要求駆動トルク T_d 以上であり、且つスリップ量 s は一定値、例えば毎時-2km以下である状態が一定時間、例えば0.5秒以上継続している。

(g) アイドルスイッチ68がオフからオンに変わった状態、つまり運転者がアクセルペダル31を開放した状態が一定時間、例えば0.5秒以上継続している。

前記車両82には、スリップ制御を運転者が選択するための図示しない手動スイッチが設けられており、運転者

がこの手動スイッチを操作してスリップ制御を選択した場合、以下に説明するスリップ制御の操作を行う。

このスリップ制御の処理の流れを表す第25図に示すように、TCL75はS1にて上述した各種データの検出及び演算処理により、目標駆動トルク T_{os} を算出するが、この演算操作は前記手動スイッチの操作とは関係なく行われる。

次に、S2にてまずスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定するが、最初はスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないので、TCL76はS3にて前輪64,65のスリップ量 s が予め設定した閾値、例えば毎時2kmよりも大きいかな否かを判定する。

このS3のステップにてスリップ量 s が毎時2kmよりも大きいと判断すると、TCL76はS4にてスリップ量 s の変化率 G_s が0.2gよりも大きいかな否かを判定する。

このS4のステップにてスリップ量変化率 G_s が0.2gよりも大きいと判断すると、TCL76はS5にて運転者の要求駆動トルク T_d が車両82を走行させるために必要な最小駆動トルク、例えば4kgmよりも大きいかな否か、つまり運転者が車両82を走行させる意志があるかな否かを判定する。

このS5のステップにて要求駆動トルク T_d が4kgmよりも大きい、即ち運転者は車両82を走行させる意志があると判断すると、S6にてスリップ制御中フラグ F_s をセットし、S7にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているかな否かを再度判定する。

このS7のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセット中であると判断した場合には、S8にて機関11の目標駆動トルク T_{os} として前記(6)式にて予め算出したスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} を採用する。

又、前記S7のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がリセットされていると判断した場合には、S9にてTCL76は目標駆動トルク T_{os} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU15がトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%側に低下される結果、機関11は運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

なお、S3のステップにて前輪64,65のスリップ量 s が毎時2kmよりも小さいと判断した場合、或いはS4のステップにてスリップ量変化率 G_s が0.2gよりも小さいと判断した場合、或いはS5のステップにて要求駆動トルク T_d が4kgmよりも小さいと判断した場合には、そのまま前記S7のステップに移行し、S9のステップにてTCL76は目標駆動トルク T_{os} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU15がトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

一方、前記S2のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断した場合には、S10にて前輪64,65のスリップ量 s が前述した閾値である毎時-2km以

下且つ要求駆動トルク T_d が $S1$ にて算出された目標駆動トルク T_{os} 以下の状態が0.5秒以上継続しているか否かを判定する。

この10のステップにてスリップ量 s が毎時2kmよりも小さく且つ要求駆動トルク T_d が目標駆動トルク T_{os} 以下の状態が0.5秒以上継続している、即ち運転者は車両82の加速を既に希望していないと判断すると、 $S11$ にてスリップ制御中フラグ F_s をリセットし、 $S7$ のステップに移行する。

前記 $S10$ のステップにてスリップ量 s が毎時2kmよりも大きい、或いは要求駆動トルク T_d が目標駆動トルク T_{os} 以下の状態が0.5秒以上継続していない、即ち運転者は車両82の加速を希望していると判断すると、 $TCL76$ は $S12$ にてアイドルスイッチ68がオン、即ちスロットル弁20の全閉状態が0.5秒以上継続しているか否かを判定する。

この $S12$ のステップにてアイドルスイッチ68がオンであると判断した場合、運転者がアクセルペダル31を踏み込んでいないことから、 $S11$ のステップに移行してスリップ制御中フラグ F_s をリセットする。逆に、アイドルス

イッチ68がオフであると判断した場合、運転者はアクセルペダル31を踏み込んでいるので、再び $S7$ のステップに移行する。

なお、運転者がスリップ制御を選択する手動スイッチを操作していない場合、 $TCL76$ は前述のようにしてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} を算出した後、旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルクを演算する。

ところで、車両82の横加速度 G_y は後輪差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ を利用して前記(5)式により実際に算出することができるが、操舵軸旋回角 δ_H を利用することによって、車両82に作用する横加速度 G_y の値の予測が可能となるため、迅速な制御を行うことができる利点を有する。

そこで、この車両82の旋回制御に際し、 $TCL76$ は操舵軸旋回角 δ_H と車速 V とから、車両82の目標横加速度 G_{yo} を前記(3)式により算出し、車両82が極端なアンダーステアリングとならないような車体前後方向の加速度、つまり目標前後加速度 G_{xo} をこの目標横加速度 G_{yo} に基づいて設定する。そして、この目標前後加速度 G_{xo} と対応する機関11の目標駆動トルク T_{oc} を算出する。

この旋回制御の演算ブロックを表す第26図に示すように、 $TCL76$ は車速演算部140にて一対の後輪回転センサ80,81の出力から車速 V を前記(1)式により演算すると共に操舵角センサ84からの検出信号に基づいて前輪64,65の舵角 δ を前記(2)式より演算し、目標横加速度演算部141にてこの時の車両82の目標横加速度 G_{yo} を前記

(3)式より算出する。この場合、車速 V が小さな領域、例えば毎時23km以下の時には、旋回制御を行うよりも旋回制御を禁止した方が、例えば交通量の多い交差点での左右折等の際に十分な加速を得られるので、安全性の面で都合の良い場合が多いことから、本実施例では補

正係数乗算部142にて第27図に示す如き補正係数 K_y を車速 V に応じて目標横加速度 G_{yo} に乗算している。

ところで、操舵軸中立位置 δ_M の学習が行われていない状態では、舵角 δ に基づいて目標横加速度 G_{yo} を

(3)式より算出することは信頼性の点で問題があるので、操舵軸中立位置 δ_M の学習が行われるまでは、旋回制御を開始しないことが望ましい。しかし、車両82の走行開始直後から屈曲路を走行するような場合、車両82が旋回制御を必要とする状態となるが、操舵軸中立位置 δ_M の学習開始条件がなかなか満たさないため、この旋回制御が開始されない不具合が発生する虞がある。そこで、本実施例では操舵軸中立位置 δ_M の学習が行われるまでは、切り換えスイッチ143にて前記(5)式に基づくフィルタ部123からの修正横加速度 G_{yf} を用いて旋回制御を行えるようにしている。つまり、二つの舵角中立位置学習済フラグ F_{RN} 、 F_R のいずれもがリセットされている状態では、切り換えスイッチ143により修正横加速度 G_{yf} を採用し、二つの舵角中立位置学習済フラグ F_{RN} 、 F_R の内の少なくとも一方がセットされたならば、切り換えスイッチ143により補正係数乗算部142からの目標横加速度 G_{yo} が選択される。

又、前述したスタビリティファクタ A は、周知のように車両82の懸架装置の構成やタイヤの特性或いは路面状況等によって決まる値である。具体的には、定常円旋回時に車両82に発生する実際の横加速度 G_y と、この時の操舵軸83の操舵角比 δ_H / δ_{H0} （操舵軸83の中立位置 δ_M を基準として横加速度 G_y が0近傍となる極低速走行状態での操舵軸83の旋回角 δ_{H0} に対して加速時における操舵軸83の旋回角 δ_H の割合）との関係を表す例えば第28図に示すようなグラフにおける接線の傾きとして表現される。つまり、横加速度 G_y が小さくて車速 V が余り高くない領域では、スタビリティファクタ A がほぼ一定値

($A=0.002$)となっているが、横加速度 G_y が0.6gを越えると、スタビリティファクタ A が急増し、車両82は極めて強いアンダーステアリング傾向を示すようになる。

以上のようなことから、乾燥状態の舗装路面（以下、これを高 μ 路と呼称する）に対応する第28図を基にした場合には、スタビリティファクタ A を0.002に設定し、

(3)式により算出される車両82の目標横加速度 G_{yo} が0.6g未満となるように、機関11の駆動トルクを制御する。

なお、凍結路等のような滑りやすい路面（以下、これを低 μ 路と呼称する）の場合には、スタビリティファクタ A を例えば0.005前後に設定すれば良い。この場合、低 μ 路では実際の横加速度 G_y よりも目標横加速度 G_{yo} の方が大きな値となるため、目標横加速度 G_{yo} が予め設定した閾値、例えば($G_{yf} - 2$)よりも大きいかな否かを判定し、目標横加速度 G_{yo} がこの閾値よりも大きい場合には、車両82が低 μ 路を走行中であると判断し、必要に応じて低 μ 路用の旋回制御を行えば良い。具体的には、前

記(5)式に基づいて算出される修正横加速度 G_{YF} に0.05gを加えることにより予め設定した閾値よりも目標横加速度 G_{Y0} が大きいか否か、つまり低 μ 路では実際の横加速度 G_Y よりも目標横加速度 G_{Y0} の方が大きな値となるため、目標横加速度 G_{Y0} がこの閾値よりも大きいか否かを判定し、目標横加速度 G_{Y0} が閾値よりも大きい場合には、車両82が低 μ 路を走行中であると判断するのである。

$$T_B = \frac{G_{X0} \cdot W_b \cdot r + T_L}{\rho_m \cdot \rho_d \cdot \rho_r} \quad \dots (7)$$

但し、 T_L は車両82の横加速度 G_Y の関数として求められる路面の抵抗であるロードロード(Road-Load)トルクであり、本実施例では、第30図に示す如きマップから求めている。

ここで、操舵軸旋回角 δ_H と車速 V とによって、機関11の目標駆動トルクを求めるだけでは、運転者の意志が全く反映されず、車両82の操縦性の面で運転者に不満の残る虞がある。このため、運転者が希望している機関11の要求駆動トルク T_d をアクセルペダル31の踏み込み量から求め、この要求駆動トルク T_d を勘案して機関11の目標駆動トルクを設定することが望ましい。

そこで、本実施例では基準駆動トルク T_B の採用割合を決定するため、乗算部146にて基準駆動トルク T_B に重み付けに係数 α を乗算して補正基準駆動トルクを求める。この重み付けの係数 α は、車両82を旋回走行させて経験的に設定するが、高 μ 路では0.6程度前後の数値を採用する。

一方、クランク角センサ55により検出される機関回転数 N_e とアクセル開度センサ77により検出されるアクセル開度 θ_A とを基に運転者が希望する要求駆動トルク T_d を前記第29図に示す如きマップから求め、次いで乗算部147にて前記重み付けの係数 α に対応した補正要求駆動トルクを要求駆動トルク T_d に $(1-\alpha)$ を乗算することにより算出する。例えば、 $\alpha=0.6$ に設定した場合には、基準駆動トルク T_B と要求駆動トルク T_d との採用割合が6対4となる。

従って、機関11の目標駆動トルク T_{oc} は加算部148にて下式(8)により算出される。

$$T_{oc} = \alpha \cdot T_B + (1 - \alpha) \cdot T_d \quad \dots (8)$$

ところで、15ミリ秒毎に設定される機関11の目標駆動トルク T_{oc} の増減量が非常に大きな場合には、車両82の加減速に伴うショックが発生し、乗り心地の低下を招来することから、機関11の目標駆動トルク T_{oc} の増減量が車両82の乗り心地の低下を招来する程大きくなった場合には、この目標駆動トルク T_{oc} の増減量を規制することが望ましい。

そこで、本実施例では変化量クリップ部149にて今回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n)}$ と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差の絶対値 $|\Delta T|$ が増減許容量 T_K より

このようにして目標横加速度 G_{Y0} を算出したならば、予めこの目標横加速度 G_{Y0} の大きさと車速 V とに応じて設定された車両82の目標前後加速度 G_{X0} を目標前後加速度算出部144にてTCL76に予め記憶された第29図に示す如きマップから読み出し、この目標前後加速度 G_{X0} に対応する機関11の基準駆動トルク T_B を基準駆動トルク算出部145にて下式(7)により算出する。

りも小さい場合には、算出された今回の目標駆動トルク $T_{oc(n)}$ をそのまま採用するが、今回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n)}$ と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が負の増減許容量 T_K よりも大きくない場合には、今回の目標駆動トルク $T_{oc(n)}$ を下式により設定する。

$$T_{oc(n)} = T_{oc(n-1)} - T_K$$

つまり、前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ に対する下げ幅を増減許容量 T_K で規制し、機関11の駆動トルク低減に伴う減速ショックを少なくする。又、今回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n)}$ と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が増減許容量 T_K 以上の場合には、今回の目標駆動トルク $T_{oc(n)}$ を下式により設定する。

$$T_{oc(n)} = T_{oc(n-1)} + T_K$$

つまり、今回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n)}$ と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が増減許容量 T_K を越えた場合には、前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ に対する上げ幅を増減許容量 T_K で規制し、機関11の駆動トルク増大に伴う加速ショックを少なくする。

そして、旋回制御の開始或いは終了を判定するための開始・終了判定部150での判定処理に従って、この目標駆動トルク T_{oc} に関する情報がECU15に出力される。

開始・終了判定部150は、下記(a)～(d)に示す全ての条件を満足した場合に旋回制御の開始と判断し、旋回制御中フラグ F_c をセットすると共に目標駆動トルク T_{oc} に関する情報をECU15に出力し、旋回制御の終了を判断して旋回制御中フラグ F_c がリセットとなるまでは、この処理を継続する。

(a) 目標駆動トルク T_{oc} が要求駆動トルク T_d から閾値、例えば2kgmを減算した値に満たない。

(b) 運転者は図示しない手動スイッチを操作して旋回制御を希望している。

(c) アイドルスイッチ68がオフ状態である。

(d) 旋回のための制御系が正常である。

一方、前記開始・終了判定部150が旋回制御の開始を判定した後、下記(e)及び(f)に示す条件の内のいずれかを満足した場合には、旋回制御終了と判断して旋回制御中フラグ F_c をリセットし、ECU15に対する目標駆動トルク T_{oc} の送信を中止する。

(e) 目標駆動トルク T_{os} が要求駆動トルク T_d 以上であ

る。

(f) 旋回のための制御系に故障や断線等の異常がある。

ところで、アクセル開度センサ77の出力電圧とアクセル開度 θ_A との間には、当然のことながら一定の比例関係があり、アクセル開度 θ_A が全閉の場合にアクセル開度センサ77の出力電圧が例えば0.6ボルトとなるように、スロットルボディ21に対してアクセル開度センサ77が組付けられる。しかし、車両82の点検整備等でスロットルボディ21からアクセル開度センサ77を取り外し、再組付けを行った場合にこのアクセル開度センサ77を元の取り付け状態に正確に戻すことは実質的に不可能であり、しかも経年変化等でスロットルボディ21に対するアクセル開度センサ77の位置がずれてしまう虞もある。

そこで、本実施例ではアクセル開度センサ77の全閉位置を学習補正するようにしており、これによってアクセル開度センサ77からの検出信号に基づいて算出されるアクセル開度 θ_A の信頼性を確保している。

このアクセル開度センサ77の全閉位置の学習手順を表す第31図に示すように、アイドルスイッチ68がオン状態且つイグニッションキースイッチ75がオンからオフ状態になった後、一定時間、例えば2秒間のアクセル開度センサ77の出力を監視し、この間のアクセル開度センサ77の出力の最低値をアクセル開度 θ_A の全閉位置として取り込み、ECU15に組み込まれた図示しないバックアップ付のRAMに記憶しておき、次の学習までこのアクセル開度センサ77の出力の最低値を基準としてアクセル開度 θ_A を補正する。

但し、車両82に搭載した図示しない蓄電池を取り外した場合には、前記RAMの記憶が消去されてしまうので、このような場合には第32図に示す学習手順が採用される。

つまり、TCL76はA1にてアクセル開度 θ_A の全閉値 θ_{AC} が前記RAMに記憶されているか否かを判定し、このA1のステップにてアクセル開度 θ_A の全閉値 θ_{AC} がRAMに記憶されていないと判断した場合には、A2にて初期値 $\theta_{AC(0)}$ をRAMに記憶させる。

一方、このA1のステップにてアクセル開度 θ_A の全閉値 θ_{AC} がRAMに記憶されていると判断した場合には、A3にてイグニッションキースイッチ75がオン状態であるか否かを判定する。このA3のステップにてイグニッションキースイッチ75がオン状態からオフ状態に変化したと判断した場合には、A4にて図示しない学習用タイマのカウントを開始させる。そして、この学習用タイマのカウント開始後にA5にてアイドルスイッチ68がオン状態か否かを判定する。

このA5のステップにてアイドルスイッチ68がオフ状態であると判断したならばA6にて前記学習用タイマのカウントが設定値、例えば2秒に達したか否かを判定し、再びこのA5のステップに戻る。又、A5のステップにてアイ

ドルスイッチ68がオン状態であると判断した場合には、A7にてアクセル開度センサ77の出力を所定の周期で読み取り、A8にて今回のアクセル開度 $\theta_{A(n)}$ が今までのアクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} よりも小さいか否かを判定する。

ここで、今回のアクセル開度 $\theta_{A(n)}$ が今までのアクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} よりも大きいと判断した場合には、今までのアクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} をそのまま保持し、逆に今回のアクセル開度 $\theta_{A(n)}$ が今までのアクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} よりも小さいと判断した場合には、A9にて今回のアクセル開度 $\theta_{A(n)}$ を新たな最小値 θ_{AL} として更新する。この操作をA6のステップにて前記学習用タイマのカウントが設定値、例えば2秒に達するまで繰り返す。

学習用タイマのカウントが設定値に達したならば、A10にてアクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} が予め設定したクリップ値、例えば0.3ボルトと0.9ボルトとの間にあるか否かを判定する。そして、このアクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} が予め設定したクリップ値の範囲に収まっていると判断した場合には、A11にてアクセル開度 θ_A の初期値 $\theta_{A(0)}$ 或いは全閉値 θ_{AC} を前記最小値 θ_{AL} の方向に一定値、例えば0.1ボルト近づけたものを今回の学習によるアクセル開度 θ_A の全閉値 $\theta_{AC(n)}$ とする。つまり、アクセル開度 θ_A の初期値 $\theta_{A(0)}$ 或いは全閉値 θ_{AC} がその最小値 θ_{AL} よりも大きな場合には、

$$\theta_{AC(n)} = \theta_{AC(0)} - 0.1$$

又は、

$$\theta_{AC(n)} = \theta_{AC(n-1)} - 0.1$$

と設定し、逆にアクセル開度 θ_A の初期値 $\theta_{A(0)}$ 或いは全閉値 θ_{AC} がその最小値 θ_{AL} よりも大きい場合には、

$$\theta_{AC(n)} = \theta_{AC(0)} + 0.1$$

又は、

$$\theta_{AC(n)} = \theta_{AC(n-1)} + 0.1$$

と設定する。

前記A10のステップにてアクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} が予め設定したクリップ値の範囲から外れていると判断した場合には、A12にて外れている方のクリップ値をアクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} として置き換え、前記A11のステップに移行してアクセル開度 θ_A の全閉値 θ_{AC} を学習補正する。

このように、アクセル開度 θ_A の最小値 θ_{AL} に上限値と下限値とを設定することにより、アクセル開度センサ77が故障した場合でも誤った学習を行う虞がなく、一回当たりの学習補正量を一定値に設定したことにより、ノイズ等の外乱に対しても誤った学習を行うことがなくなる。

上述した実施例では、アクセル開度センサ77の全閉値 θ_{AC} の学習開始時期をイグニッションキースイッチ75がオン状態からオフ状態へ変化した時点を基準にしたが、

図示しない座席に組み込まれた着座センサを用い、イグニッションキースイッチ75がオン状態でも運転者が座席を離れたことを着座センサによる座席の圧力変化や位置変位等を利用して検出し、前記A4のステップ以降の学習処理を開始するようにしても良い。又、図示しないドアロック装置が車両82の外側から操作されたことを検出したり、或いはキーエントリーシステムによりドアロック装置が操作されたことを検出した時点にてアクセル開度センサ77の全開値 θ_{ac} の学習を開始することも可能である。この他に、油圧式自動変速機13の図示しないシフトレバーの位置がニュートラル位置か或いはパーキング位置であって（手動変速機を搭載した車両の場合にはニュートラル位置）、手動ブレーキが操作され、しかも空気調和装置がオフ状態である、つまりアイドルアップ状態ではない場合に、学習処理を行うようにしても良い。

前記車両82には、旋回制御を運転者が選択するための図示しない手動スイッチが設けられており、運転者がこの手動スイッチを操作して旋回制御を選択した場合、以下に説明する旋回制御の操作を行うようになっている。

この旋回制御用の目標駆動トルク T_{oc} を決定するための制御の流れを表す第33図に示すように、C1にて上述した各種データの検出及び演算処理により、目標駆動トルク T_{oc} が算出されるが、この操作は前記手動スイッチの操作とは関係なく行われる。

次に、C2にて車両82が旋回制御中であるかどうか、つまり旋回制御中フラグ F_c がセットされているかどうかを判定する。最初は旋回制御中ではないので、旋回制御中フラグ F_c がリセット状態であると判断し、C3例えば $(T_d - 2)$ 以下かどうかを判定する。つまり、車両82の直進状態でも目標駆動トルク T_{oc} を算出することができるが、その値は運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいのが普通である。しかし、この要求駆動トルク T_d が車両82の旋回時には一般的に小さくなるので、目標駆動トルク T_{oc} が閾値 $(T_d - 2)$ 以下となった時を旋回制御の開始条件として判定するようにしている。

なお、この閾値を $(T_d - 2)$ と設定したのは、制御のハンチングを防止するためのヒステリシスとしてある。

C3のステップにて目標駆動トルク T_{oc} が閾値 $(T_d - 2)$ 以下であると判断すると、TCL76はC4にてアイドルスイッチ68がオフ状態かどうかを判定する。

このC4のステップにてアイドルスイッチ68がオフ状態、即ちアクセルペダル31が運転者によって踏み込まれていると判断した場合、C5にて旋回制御中フラグ F_c がセットされる。次に、C6にて二つの舵角中立位置学習済フラグ F_{fn} 、 F_{fh} の内の少なくとも一方がセットされているかどうか、即ち舵舵角センサ84によって検出される舵角 δ の信憑性が判定される。

C6のステップにて二つの舵角中立位置学習済フラグ F_{fn} 、 F_{fh} の内の少なくとも一方がセットされていると判断

すると、C7にて旋回制御中フラグ F_c がセットされているかどうか再び判定される。

以上の手順では、C5のステップにて旋回制御中フラグ F_c がセットされているので、C7のステップでは旋回制御中フラグ F_c がセットされていると判断され、C8にて先の算出値、即ちC1のステップでの目標駆動トルク T_{oc} がそのまま採用される。

一方、前記C6のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_{fn} 、 F_{fh} のいずれもがセットされていないと判断した場合にも、C17にて旋回制御中フラグ F_c がセットされているかどうか再び判定される。このC17のステップにて旋回制御中フラグ F_c がセットされていると判断した場合、前記C8のステップに移行するが、(2)式にて算出される舵角 δ の信憑性がないので、(5)式に基づく修正横加速度 G_{yf} を用いて(8)式の目標駆動トルク T_{oc} がこのC8のステップでの算出値として採用される。

前記C17のステップにて旋回制御中フラグ F_c がセットされていないと判断した場合には、(8)式にて算出された目標駆動トルク T_{oc} を採用せず、TCL76は目標駆動トルク T_{oc} として機関11の最大トルクをC9にて出力し、これによりECU15がトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

又、前記C3のステップにて目標駆動トルク T_{oc} が閾値 $(T_d - 2)$ 以下でないと判断すると、旋回制御に移行せずにC6或いはC7のステップからC9のステップに移行し、TCL76は目標駆動トルク T_{oc} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU15がトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

同様に、C4のステップにてアイドルスイッチ68がオン状態、即ちアクセルペダル31が運転者によって踏み込まれていないと判断した場合にも、TCL76は目標駆動トルク T_{oc} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU15がトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生して旋回制御には移行しない。

前記C2のステップにて旋回制御中フラグ F_c がセットされていると判断した場合には、C10にて今回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n)}$ と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が予め設定した増減許容量 T_k よりも大きいかどうかを判定する。この増減許容量 T_k は乗員に車両82の加減速ショックを感じさせない程度のトルク変化量であり、例えば車両82の目標前後加速度 G_{xo} を毎秒0.1gに抑えたい場合には、前記(7)式を利用して

$$T_k = 0.1 \cdot \frac{W_b \cdot r}{\rho_m \cdot \rho_d \cdot \rho_r} \cdot \Delta t$$

となる。

前記C10のステップにて今回算出した目標駆動トルク T_{oc} と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が予め設定した増減許容量 T_k よりも大きくないと判断されると、C11にて今度は目標駆動トルク T_{oc} と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が負の増減許容量 T_k よりも大きいか否かを判定する。

C11のステップにて今回算出した目標駆動トルク T_{oc} と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が負の増減許容量 T_k よりも大きいと判断すると、今回算出した目標駆動トルク T_{oc} と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差の絶対値 $|\Delta T|$ が増減許容量 T_k よりも小さいので、C1のステップにて算出された目標駆動トルク T_{oc} をC8のステップでの算出値として採用する。

又、C11のステップにて今回算出した目標駆動トルク T_{oc} と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が負の増減許容量 T_k よりも大きくないと判断すると、C12にて今回の目標駆動トルク T_{oc} を下式により修正し、これをC8のステップでの算出値として採用する。

$$T_{oc} = T_{oc(n-1)} - T_k$$

つまり、前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ に対する下げ幅を増減許容量 T_k で規制し、機関11の駆動トルク低減に伴う減速ショックを少なくするのである。

一方、前記C10のステップにて今回算出した目標駆動トルク T_{oc} と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が増減許容量 T_k 以上であると判断されると、C13にて今回の目標駆動トルク T_{oc} を下式により修正し、これをC8のステップでの算出値として採用する。

$$T_{oc} = T_{oc(n-1)} + T_k$$

つまり、駆動トルクの増大の場合も前述の駆動トルク減少の場合と同様に、今回算出した目標駆動トルク T_{oc} と前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ との差 ΔT が増減許容量 T_k を越えた場合には、前回算出した目標駆動トルク $T_{oc(n-1)}$ に対する上げ幅を増減許容量 T_k で規制し、機関11の駆動トルク増大に伴う加速ショックを少なくするのである。

以上のようにして目標駆動トルク T_{oc} が設定されると、TCL76はC14にてこの目標駆動トルク T_{oc} が運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいか否かを判定する。

ここで、旋回制御中フラグ F_c がセットされている場合、目標駆動トルク T_{oc} は運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きくないので、C15にてアイドルスイッチ68がオン状態か否かを判定する。

このC15のステップにてアイドルスイッチ68がオン状態でないと判断されると、旋回制御を必要としている状態であるので、前記C6のステップに移行する。そして、C7のステップにて旋回制御中フラグ F_c はセットされてい

ると判断するか、或いはC17のステップにて旋回制御中フラグ F_c がセットされていると判断すると、C1又はC12又はC13のステップにて採用された算出値が旋回制御用の目標駆動トルク T_{oc} として選択される。

又、前記C14のステップにて目標駆動トルク T_{oc} が運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいと判断した場合、車両82の旋回走行が終了した状態を意味するので、TCL76はC16にて旋回制御中フラグ F_c をリセットする。同様に、C15のステップにてアイドルスイッチ68がオン状態であると判断されると、アクセルペダル31が踏み込まれていない状態であるので、C16のステップに移行して旋回制御中フラグ F_c をリセットする。

このC16にて旋回制御中フラグ F_c がリセットされると、TCL76は目標駆動トルク T_{oc} として機関11の最大トルクをC9にて出力し、これによりECU15がトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

なお、上述した旋回制御の手順を簡素化するために運転者の要求駆動トルク T_d を無視することも当然可能であり、この場合には目標駆動トルクとして前記(7)式により算出可能な基準駆動トルク T_b を採用すれば良い。

又、本実施例のように運転者の要求駆動トルク T_d を勘案する場合でも、重み付けの係数 α を固定値とするのではなく、制御開始後の時間の経過と共に係数 α の値を漸次減少させたり、或いは車速 V に応じて漸次減少させ、運転者の要求駆動トルク T_d の採用割合を徐々に多くするようにしても良い。同様に、制御開始後のしばらくの間は係数 α の値を一定値にしておき、所定時間の経過後に漸次減少させたり、或いは操舵軸旋回量 δ_{11} の増大に伴って係数 α の値を増加させ、特に曲率半径が次第に小さくなるような旋回路に対し、車両82を安全に走行させるようにすることも可能である。

上述した実施例では、高 μ 路用の目標駆動トルクを算出するようにしたが、この高 μ 路と低 μ 路とに対応する旋回制御用の目標駆動トルクをそれぞれ算出し、これらの目標駆動トルクから最終的な目標駆動トルクを選択するようにしても良い。又、上述した演算処理方法では、機関11の急激な駆動トルクの変動による加減速ショックを防止するため、目標駆動トルク T_{oc} を算出するに際して増減許容量 T_k によりこの目標駆動トルク T_{oc} の規制を図っているが、この規制を目標前後加速度 G_{xo} に対して行うようにしても良い。

この旋回制御用の目標駆動トルク T_{oc} を算出したのち、TCL76はこれら二つの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{oc} から最適な最終目標駆動トルク T_o を選択し、これをECU15に出力する。この場合、車両82の走行安全性を考慮して小

さな数値の方の目標駆動トルクを優先して出力する。但し、一般的にはスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} が旋回制御用の目標駆動トルク T_{oc} よりも常に小さいことから、スリップ制御用、旋回制御用の順に最終目標駆動トルク T_o を選択すれば良い。

この処理の流れを表す第34図に示すように、M11にてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} と旋回制御用の目標駆動トルク T_{oc} とを算出した後、M12にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定し、このスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク T_o としてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} をM13にて選択し、これをECU15に出力する。

一方、前記M12のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないと判断したならば、M14にて旋回制御中フラグ F_c がセットされているか否かを判定し、この旋回制御中フラグ F_c がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク T_o として旋回制御用の目標駆動トルク T_{oc} をM15にて選択し、これをECU15に出力する。

又、前記M14のステップにて旋回制御中フラグ F_c がセットされていないと判断したならば、TCL76はM16にて機関11の最大トルクを最終目標駆動トルク T_o としてECU15に出力する。

以上のようにして最終目標駆動トルク T_o を選択する一方、アクチュエータ41を介したスロットル弁20の全閉操作によっても機関11の出力低減が間に合わない急発進時や路面状況が通常の乾燥路から凍結路に急変するような場合、TCL76はECU15にて設定される点火時期Pの基本遅角量 p_b に対する遅角割合を設定し、これをECU15に出力している。

前記基本遅角量 p_b は、機関11の運転に支障を来さないような遅角の最大値であり、機関11の吸気量と機関回転数 N_e とに基づいて設定される。又、前記遅角割合として、本実施例では基本遅角量 p_b を0にする0レベルと、基本遅角量 p_b を3分の2に圧縮するIレベルと、基本遅角量 p_b をそのまま出力するIIレベルと、基本遅角量 p_b をそのまま出力すると共にスロットル弁20を全閉操作するIIIレベルとの四つが設定されており、基本的にはスリップ量 s の変化率 G_s が大きくなるに従って、大きな遅角量となるような遅角割合を選択している。

この遅角割合を読み出す手順を表す第35図に示すように、TCL76はまずP1にて点火時期制御中フラグ F_p をリセットし、P2にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定する。このP2のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断すると、P3にて点火時期制御中フラグ F_p をセットし、P4にてスリップ量 s が毎時0km未満か否かを判定する。又、前記P2のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないと判断すると、前記P4のステップに移行する。

このP4のステップにてスリップ量 s が毎時0km未満である、即ち機関11の駆動トルクを上げて問題ないと判断すると、P5にて遅角割合を0レベルにセットし、これをECU15に出力する。逆に、このP4のステップにてスリップ量 s が毎時0km以上であると判断した場合には、P6にてスリップ量変化率 G_s が2.5g以下であるか否かを判定し、このP6のステップにてスリップ量変化率 G_s が2.5g以下であると判断した場合には、P7にて遅角割合がIIIレベルであるか否かを判定する。

又、前記P6のステップにてスリップ量変化率 G_s が2.5gを超える、即ち急激に前輪64,65がスリップしていると判断した場合には、P8にて最終目標駆動トルク T_o が4kgm未満であるか否かを判定し、この最終目標駆動トルク T_o が4kgm未満である、即ち機関11の駆動トルクを急激に抑制する必要があると判断した場合には、P9にて遅角割合をIIIレベルに設定して前記P7のステップに移行する。逆に、P8のステップにて最終目標駆動トルク T_o が4kgm以上であると判断した場合には、そのままP7のステップに移行する。

このP7のステップにて遅角割合がIIIレベルであると判断したならば、P10にてスリップ量変化率 G_s が0gを超えるか否かを判定する。ここで、スリップ量変化率 G_s が0gを超えている、即ちスリップ量 s が増加する傾向にあると判断した場合には、P11にて点火時期制御中フラグ F_p がセットされているか否かを判定するが、P10のステップにてスリップ量変化率 G_s が0g以下である、即ちスリップ量 s が現像傾向にあると判断した場合には、P12にてこのスリップ量 s が毎時8kmを超えているか否かを判定する。

このP12のステップにてスリップ量 s が毎時8kmを超えていると判断した場合には、前記P11のステップに移行し、逆にスリップ量 s が毎時8km以下であると判断した場合には、P13にて遅角割合をIIIレベルからIIレベルへ切替え、P14にてスリップ量変化率 G_s が0.5g以下であるか否かを判定する。同様に、前記P7のステップにて遅角割合がIIIレベルではないと判断した場合にも、このP14のステップに移行する。

このP14のステップにてスリップ量変化率 G_s が0.5g以下である、即ちスリップ量 s の変化が余り急激ではないと判断した場合には、P15にて遅角割合がIIレベルであるか否かを判定する。又、P14のステップにてスリップ量変化率 G_s が0.5g以下ではないと判断した場合には、P16にて遅角割合をIIレベルに設定し、P15のステップに移行する。

そして、このP15のステップにて遅角割合がIIレベルであると判断した場合には、P16にてスリップ量変化率 G_s が0gを超えるか否かを判定し、逆に遅角割合がIIレベルではないと判断した場合には、P17にてスリップ量変化率 G_s が0.3g以下であるか否かを判定する。前記P16のステップにてスリップ量変化率 G_s が0gを超えていない、

10

20

30

40

50

即ちスリップ量 s が減少傾向にあると判断した場合には、P18にてこのスリップ量 s が毎時8kmを超えているか否かを判定する。そして、このP18のステップにてスリップ量 s が毎時8km以下であると判定した場合には、P19にて遅角割合をIIレベルからIレベルへ切替え、前記P17のステップに移行する。又、前記P16のステップにてスリップ量変化率 G_s が0g以上である、即ちスリップ量 s が増加傾向にあると判断した場合、及びP18のステップにてスリップ量 s が毎時8kmを超えている、即ちスリップ量 s が大きいと判断した場合には、それぞれ前記P11のステップに移行する。

前記P17のステップにてスリップ量変化率 G_s が0.3g以下である、即ちスリップ量 s が殆ど増加傾向にないと判断したならば、P20にて遅角割合がIレベルであるか否かを判定する。逆に、P17のステップにてスリップ量変化率 G_s が0.3gを超えている、即ちスリップ量 s が多少なりとも増加傾向にあると判断した場合には、P21にて遅角割合をIレベルに設定する。

そして、P20にて遅角割合がIレベルであると判断した場合には、P22にてスリップ量変化率 G_s が0gを超えているか否かを判定し、これが0g以下である、即ちスリップ量 s が減少傾向にあると判断した場合には、P23にてスリップ量 s が毎時5km未満であるか否かを判定する。このP23のステップにてスリップ量 s が毎時5km未満である、即ち前輪64,65が殆どスリップしていないと判断したならば、P24にて遅角割合を0レベルに設定し、これをECU15に出力する。又、P20のステップにて遅角割合がIレベルではないと判断した場合や、P22のステップにてスリップ量変化率 G_s が0gを超えている、即ちスリップ量 s が増加傾向にあると判断した場合、或いはP23のステップにてスリップ量 s が毎時5km以上である、即ちスリップ量 s が比較的多いと判断した場合には、それぞれ前記P11のステップに移行する。

一方、このP11のステップにて点火時期制御中フラグ F_P がセットされていると判断したならば、P25にて最終目標駆動トルク T_0 が10kgm未満であるか否かを判定する。又、P11のステップにて点火時期制御中フラグ F_P がセットされていないと判断した場合には、P26にて遅角割合を0レベルに設定してからP25のステップに移行する。

そして、このP25にて最終目標駆動トルク T_0 が10kgm以上である、即ち機関11が多少大きな駆動力を発生していると判断した場合には、P27にて遅角割合がIIレベルであるか否かを判定し、この遅角割合がIIレベルであると判断した場合には、P28にて遅角割合をIレベルに落とし、これをECU15に出力する。

前記P25のステップにて最終目標駆動トルク T_0 が10kgm未満であると判断した場合や、P27のステップにて遅角割合がIIレベルではないと判断した場合には、P29にて油圧式自動変速機13が変速中か否かを判定する。そして、油圧式自動変速機13が変速中であると判断した場合

には、P30にて遅角割合がIIIレベルであるか否かを判定し、このP30のステップにて遅角割合がIIIレベルであると判断した場合には、P31にて遅角割合をIIレベルに落とし、これをECU15に出力する。又、P29のステップにて油圧式自動変速機13が変速中ではないと判断した場合、或いはP30のステップにて遅角割合がIIIレベルではないと判断した場合には、それぞれP32にて先に設定された遅角割合をそのままECU15に出力する。

例えば、P9のステップにてIIIレベルの遅角割合が設定された場合、スリップ量変化率 G_s が0gを超えていると共にスリップ量 s が毎時8kmを超えている、即ちスリップ量 s の増加割合が急激であり、最終目標駆動トルク T_0 が10kgm未満であって点火時期の遅角操作だけでは前輪64,65のスリップを十分に抑えることが困難であると判断した場合には、IIIレベルの遅角割合が選択されてスロットル弁20の開度を強制的に全閉状態にし、スリップの発生をその初期段階で効率良く抑え込むようにしている。

前記ECU15は、機関回転数 N_E と機関11の吸気量とに基づいて予め設定された点火時期 P 及び基本となる遅角量 p_b に関する図示しないマップから、これら点火時期 P 及び基本遅角量 p_b をクランク角センサ62からの検出信号及びエアフローセンサ70からの検出信号に基づいて読み出し、これをTCL76から送られた遅角割合に基づいて補正し、目標遅角量 p_0 を算出するようにしている。この場合、図示しない排気ガス浄化触媒を損傷しないような排気ガスの上限温度に対応して目標遅角量 p_0 の上限値が設定されており、この排気ガスの温度は排気温度センサ74からの検出信号により検出される。

なお、水温センサ71により検出される機関11の冷却水温が予め設定された値よりも低い場合には、点火時期 P を遅角することは機関11のノッキングやストールを誘発する虞があるため、以下に示す点火時期 P の遅角操作は中止する。

この遅角制御における目標遅角量 p_0 の演算手順を表す第36図に示すように、まずECU15はQ1にて前述したスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定し、このスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断すると、Q2にて遅角割合がIIIレベルに設定されているか否かを判定する。

そして、このQ2のステップにて遅角割合がIIIレベルであると判断した場合には、Q3にてマップから読み出した基本遅角量 p_b をそのまま目標遅角量 p_0 として利用し、点火時期 P を目標遅角量 p_0 だけ遅角する。更に、最終目標駆動トルク T_0 の値に関係なくスロットル弁20が全閉状態となるように、Q4にてトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を100%に設定し、強制的にスロットル弁20の全閉状態を実現する。

又、Q2のステップにて遅角割合がIIIレベルではないと判断した場合には、Q5にて遅角割合がIIレベルに設定

されているか否かを判定する。そして、このQ5のステップにて遅角割合がIIレベルであると判断した場合には、前記Q3のステップと同様にQ6にて目標遅角量 p_0 をマップから読み出した基本遅角量 p_b をそのまま目標遅角量 p_0 として利用し、点火時期Pを目標遅角量 p_0 だけ遅角する。更に、Q7にてECU15は目標駆動トルク T_{os} の値に応じてトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率をQ7にて設定し、運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量とは関係なく、機関11の駆動トルクを低減する。

ここでECU15には機関回転数 N_e と機関11の駆動トルクとをパラメータとしてスロットル開度 θ_T を求めるためのマップが記憶されており、ECU15はこのマップを用いて現在の機関回転数 N_e とこの目標駆動トルク T_{os} とに対応した目標スロットル開度 θ_{T0} を読み出す。

次いで、ECU15はこの目標スロットル開度 θ_{T0} とスロットル開度センサ67から出力される実際のスロットル開度 θ_T との偏差を求め、一対のトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を前記偏差に見合う値に設定して各トルク制御用電磁弁51,56のプランジャ52,57のソレノイドに電流を流し、アクチュエータ41の作動により実際のスロットル開度 θ_T が目標スロットル開度 θ_{T0} にまで下がるように制御する。

なお、目標駆動トルク T_{os} として機関11の最大トルクがECU15に出力された場合、ECU15はトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%側に低下させ、運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量に応じた駆動トルクを機関11に発生させる。

前記Q5のステップにて遅角割合がIIレベルではないと判断した場合には、Q8にて遅角割合がIレベルに設定されているか否かを判定する。このQ8のステップにて遅角割合がIレベルに設定されていると判断した場合には、目標遅角量 p_0 を下式の如く設定して点火時期Pを目標遅角量 p_0 だけ遅角し、更に前記Q7のステップに移行する。

$$p_0 = p_b \cdot \frac{2}{3}$$

一方、前記Q8のステップにて遅角割合がIレベルではないと判断した場合には、Q10の目標遅角量 p_0 が0であるか否かを判定し、これが0であると判断した場合には、Q7のステップに移行して点火時期Pを遅角せず、目標駆動トルク T_{os} の値に応じてトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を設定し、運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量とは関係なく、機関11の駆動トルクを低減する。

又、前記Q10のステップにて目標遅角量 p_0 が0でないと判断した場合には、Q11にて主タイマのサンプリング周期 ΔT 毎に目標遅角量 p_0 をランプ制御により例えば1度ずつ $p_0 = 0$ となるまで減算させて行き、機関11の駆動トルクの変動に伴うショックを軽減した後、Q7のステップに移行する。

なお、前記Q1のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がリセットされていると判断した場合には、機関11の駆動トルクを低減させない通常の走行制御となり、Q12にて $P_0 = 0$ として点火時期Pを遅角させず、Q13にてトルク制御用電磁弁51,56のデューティ率を0%に設定することにより、機関11は運転者によるアクセルペダル31の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生させる。

〈発明の効果〉

本発明の車両の出力制御装置によると、基準駆動トルク設定手段により車両の車体加速度に基づいて基準駆動トルクを設定し、この基準駆動トルクから駆動輪の周速度に基づいて目標駆動トルク設定手段により目標駆動トルクを設定し、機関の駆動トルクがこの目標駆動トルクに近付くようにトルク制御ユニットによりトルク低減手段の作動を制御する。そして、車両の操舵輪に対する操舵量とその操舵量で旋回したときに駆動輪が路面から受ける旋回抵抗によって消費される駆動トルクの大きさとの関係を予め記憶しているコーナリングドラッグ補正手段が、操舵角センサによって検出された操舵量に基づき上記関係から求めた上記駆動トルク消費分に対応して基準駆動トルクを増大方向に補正するので、車両旋回時に駆動輪が路面から受ける旋回抵抗により駆動トルクが消費されても適切な大きさの駆動トルクを得ることが可能となり、旋回中や旋回終了後から直進状態に移行する際の加速感の低下を防止できる。

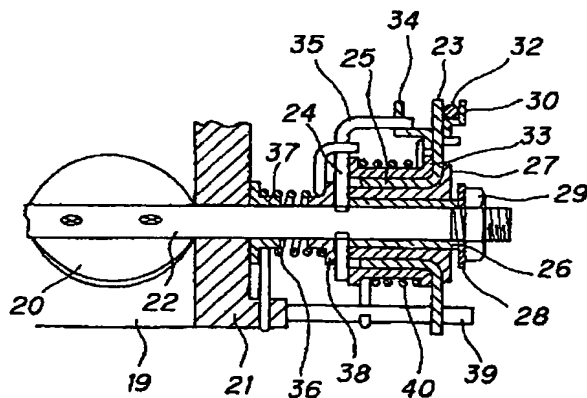
【図面の簡単な説明】

第1図は本発明による車両の出力制御装置を前進4段後進1段の油圧式自動変速機を組み込んだ前輪駆動形式の車両に応用した一実施例の概念図、第2図はその概略構成図、第3図はそのスロットル弁の駆動機構を表す断面図、第4図はその制御の全体の流れを表すフローチャート、第5図は操舵軸の中立位置学習補正の流れを表すフローチャート、第6図は車速と可変閾値との関係を表すマップ、第7図は操舵軸の中立位置を学習補正した場合の補正量の一例を表すグラフ、第8図はスリップ制御用の目標駆動トルクの演算手順を表すブロック図、第9図は車速と補正係数との関係を表すマップ、第10図は車速と走行抵抗との関係を表すマップ、第11図は操舵軸旋回量と補正トルクとの関係を表すマップ、第12図はスリップ制御開始直後における目標駆動トルクの下限値を規制するマップ、第13図はタイヤと路面との摩擦係数と、このタイヤのスリップ率との関係を表すグラフ、第14図は目標横加速度と加速に伴うスリップ補正量との関係を表すマップ、第15図は横加速度と旋回に伴うスリップ補正量との関係を表すマップ、第16図は操舵角センサ84の異常を検出するための回路図、第17図は操舵角センサの異常検出処理の流れを表すフローチャート、第18図は車速と補正係数との関係を表すマップ、第19図は横加速度の選択手順の流れを表すフローチャート、第20図はスリップ量と比例係数との関係を表すマップ、第21図は車速と

積分補正トルクの下限值との関係を表すマップ、第22図は積分補正トルクの増減領域を表すグラフ、第23図は油圧式自動変速機の各変速段と各補正トルクに対応する補正係数との関係を表すマップ、第24図は機関回転数と要求駆動トルクとアクセル開度との関係を表すマップ、第25図はスリップ制御の流れを表すフローチャート、第26図は旋回制御用の目標駆動トルクを演算する手順を表すブロック図、第27図は車速と補正係数との関係を表すマップ、第28図はスタビリティファクタを説明するための横加速度と操舵角比との関係を表すグラフ、第29図は目標横加速度と目標前後加速度と車速との関係を表すマップ、第30図は横加速度とロードロードトルクとの関係を表すマップ、第31図はアクセル開度センサの全閉位置の学習補正の手順の一例を表すグラフ、第32図はアクセル開度センサの全閉位置の学習補正の流れの他の一例を表すフローチャート、第33図は旋回制御の流れを表すフローチャート、第34図は最終目標トルクを選択操作の流れを表すフローチャート、第35図は遅角割合の選択操作の流れを表すフローチャート、第36図は機関の出力制御の手順を表すフローチャートである。

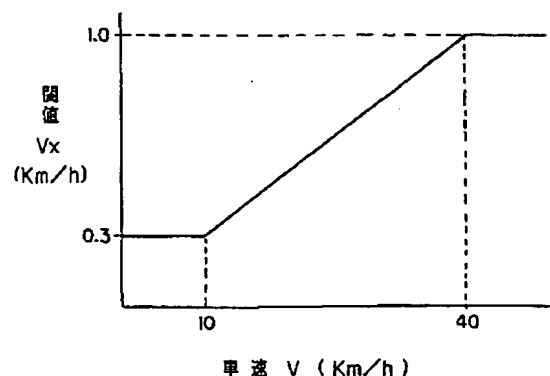
又、図中の符号で11は機関、13は油圧式自動変速機、15はECU、16は油圧制御装置、20はスロットル弁、23はアクセルレバー、24はスロットルレバー、31はアクセルペダル、32はケーブル、34は爪部、35はストッパ、41はアクチュエータ、43は制御棒、47は接続配管、48はバキュームタンク、49は逆止め弁、50、55は配管、51、56はトルク制御用電磁弁、60は電磁弁、61は点火プラグ、62はクランク角センサ、64、65は前輪、66は前輪回転センサ、67はスロットル開度センサ、68はアイドルスイッチ、70はエアフローセンサ、71は水温センサ、74は排気温セン

【第3図】

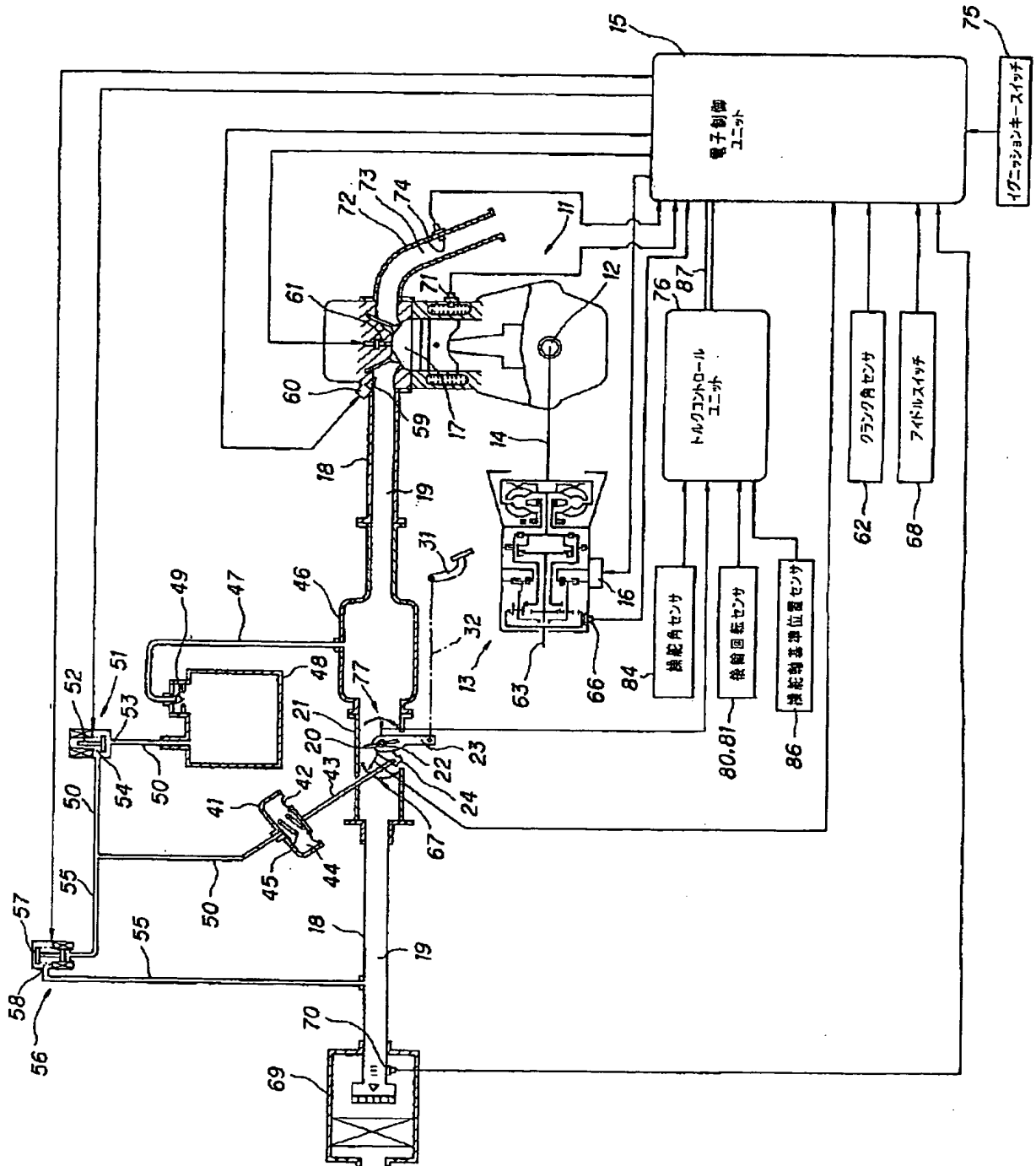


サ、75はイグニッションキースイッチ、76はTCL、77はアクセル開度センサ、78、79は後輪、80、81は後輪回転センサ、82は車両、83は操舵軸、84は操舵角センサ、85は操舵ハンドル、86は操舵軸基準位置センサ、87は通信ケーブル、104、105、117、135は乗算部、106、131は微分演算部、107、110はクリップ部、108、123はフィルタ部、109はトルク換算部、111は走行抵抗算出部、112、114、119は加算部、113はコーナリングドラッグ補正量算出部、115は可変クリップ部、116、121、124は減算部、118は加速度補正部、120は旋回補正部、122は横加速度演算部であり、Aはスタビリティファクタ、bはトレッド、Fpは点火時期制御中フラグ、Fsはスリップ制御中フラグ、Gfは実前輪加速度、Gkc、Gkfは前輪加速度補正量、Gsはスリップ量変化率、Gxfは修正前後加速度、Gxoは目標前後加速度、Gyoは目標横加速度、gは重力加速度、Neは機関回転数、Pは点火時期、pbは基本遅角量、poは目標遅角量、rは車輪有効半径、Soは目標スリップ率、sはスリップ量、Tbは基準駆動トルク、Tcはコーナリングドラッグ補正トルク、Tdは微分補正トルク、Taは要求駆動トルク、Tiは積分補正トルク、Toは最終目標駆動トルク、Tocは旋回制御用目標駆動トルク、Tosはスリップ制御用目標駆動トルク、Tpは比例補正トルク、Tpidは最終補正トルク、Trは走行抵抗、 Δt はサンプリング周期、Vは車速、Vfは実前輪速、Vfo、Vfsは目標前輪速、Vk、Vkcはスリップ補正量、VRLは左後輪速、VRrは右後輪速、Vsはスリップ制御用の車速、Wbは車体重量、 δ は前輪の舵角、 δ_H は操舵軸旋回角、 ρ_d は差動歯車減速比、 ρ_{KI} は積分補正係数、 ρ_{KP} は比例補正係数、 ρ_m は油圧式自動変速機の変速比、 ρ_T はトルクコンバータ比である。

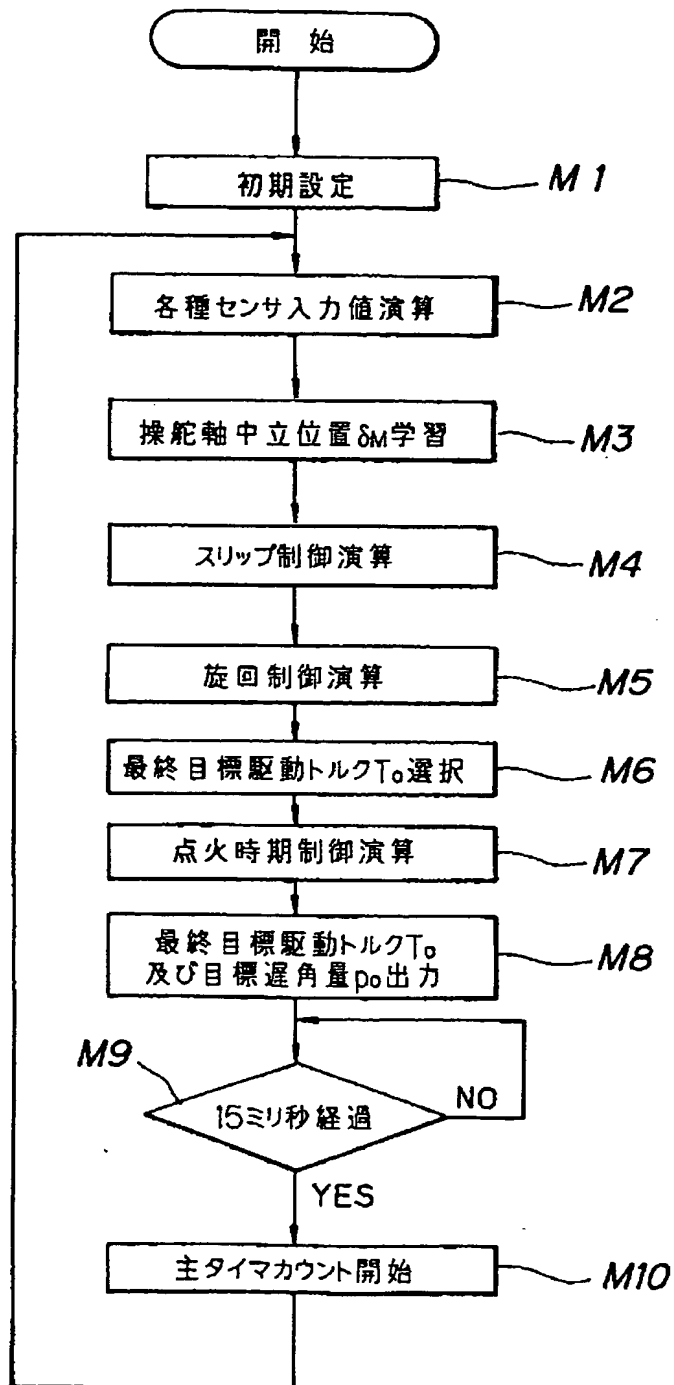
【第6図】



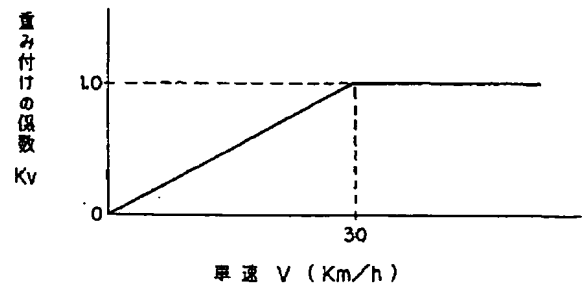
【第1図】



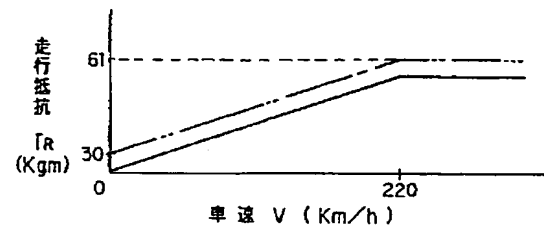
【第 4 図】



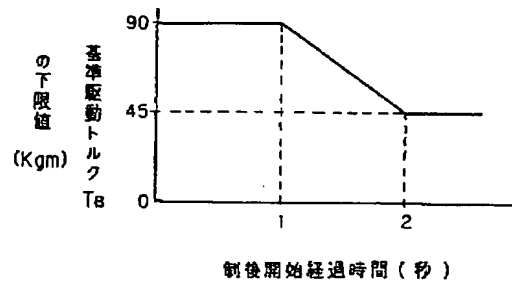
【第 9 図】



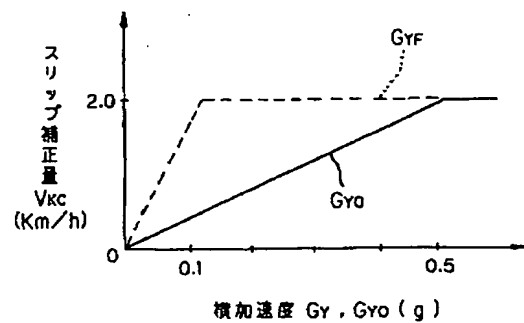
【第 10 図】



【第 12 図】

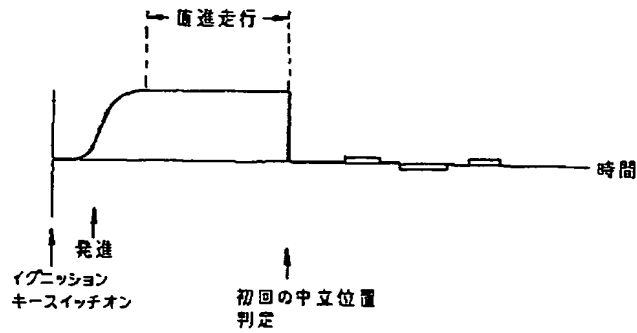


【第 15 図】

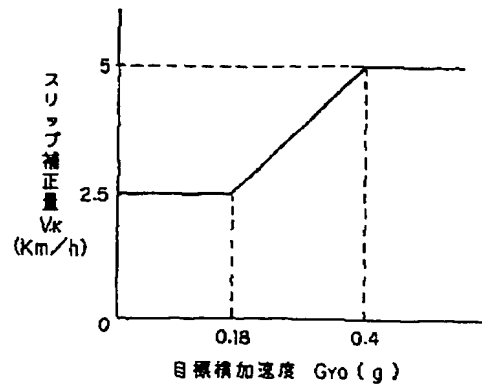


[illegible]

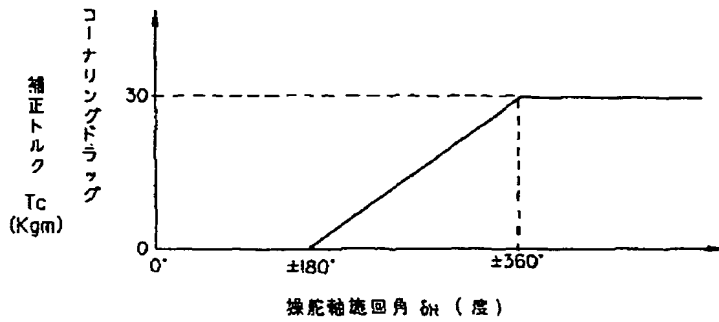
【第 7 図】



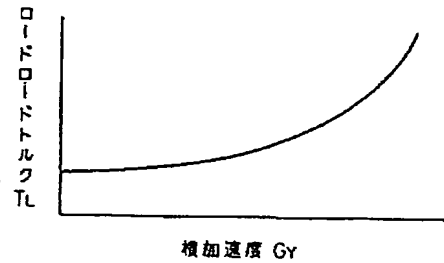
【第 1 4 図】



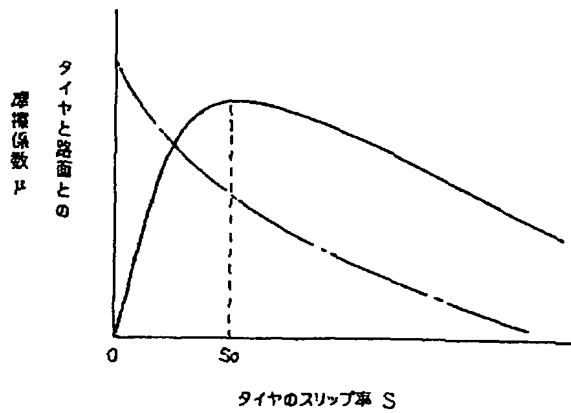
【第 1 1 図】



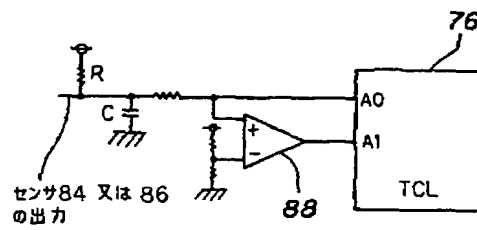
【第 3 0 図】



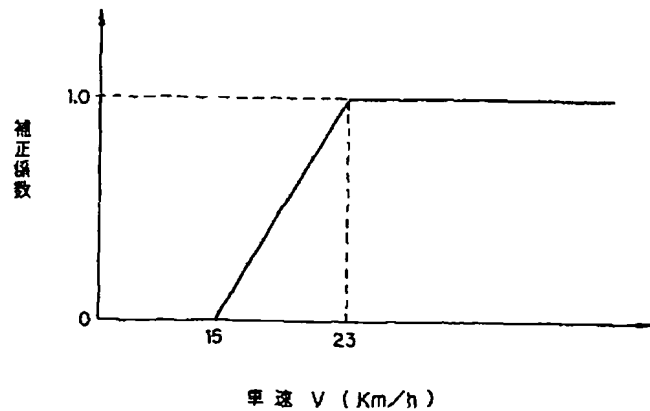
【第 1 3 図】



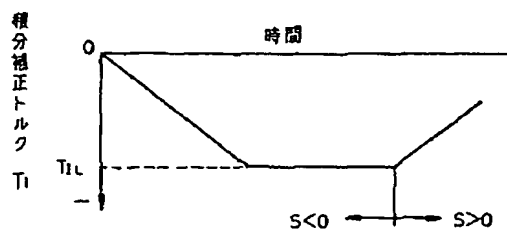
【第 1 6 図】



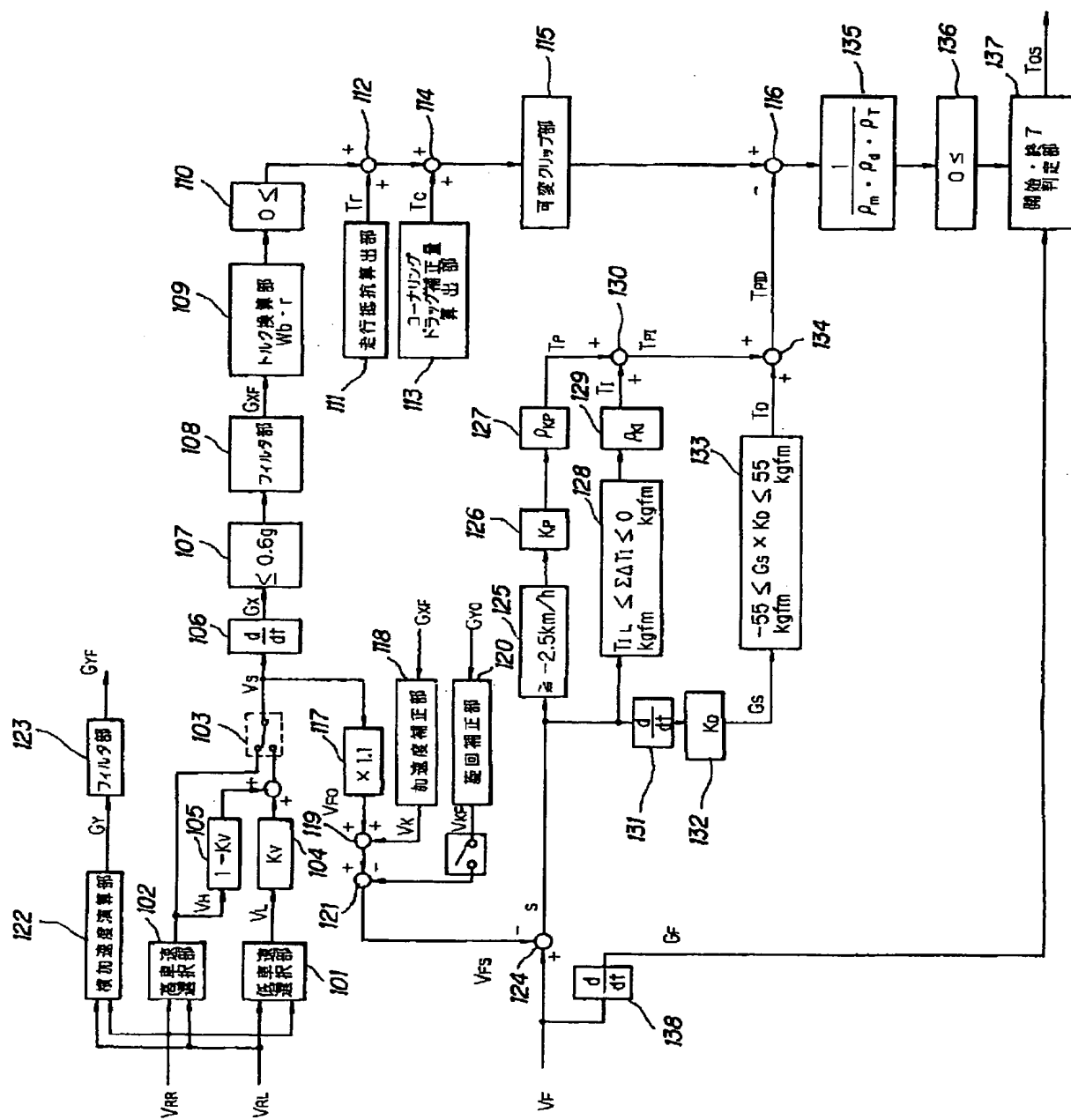
【第 1 8 図】



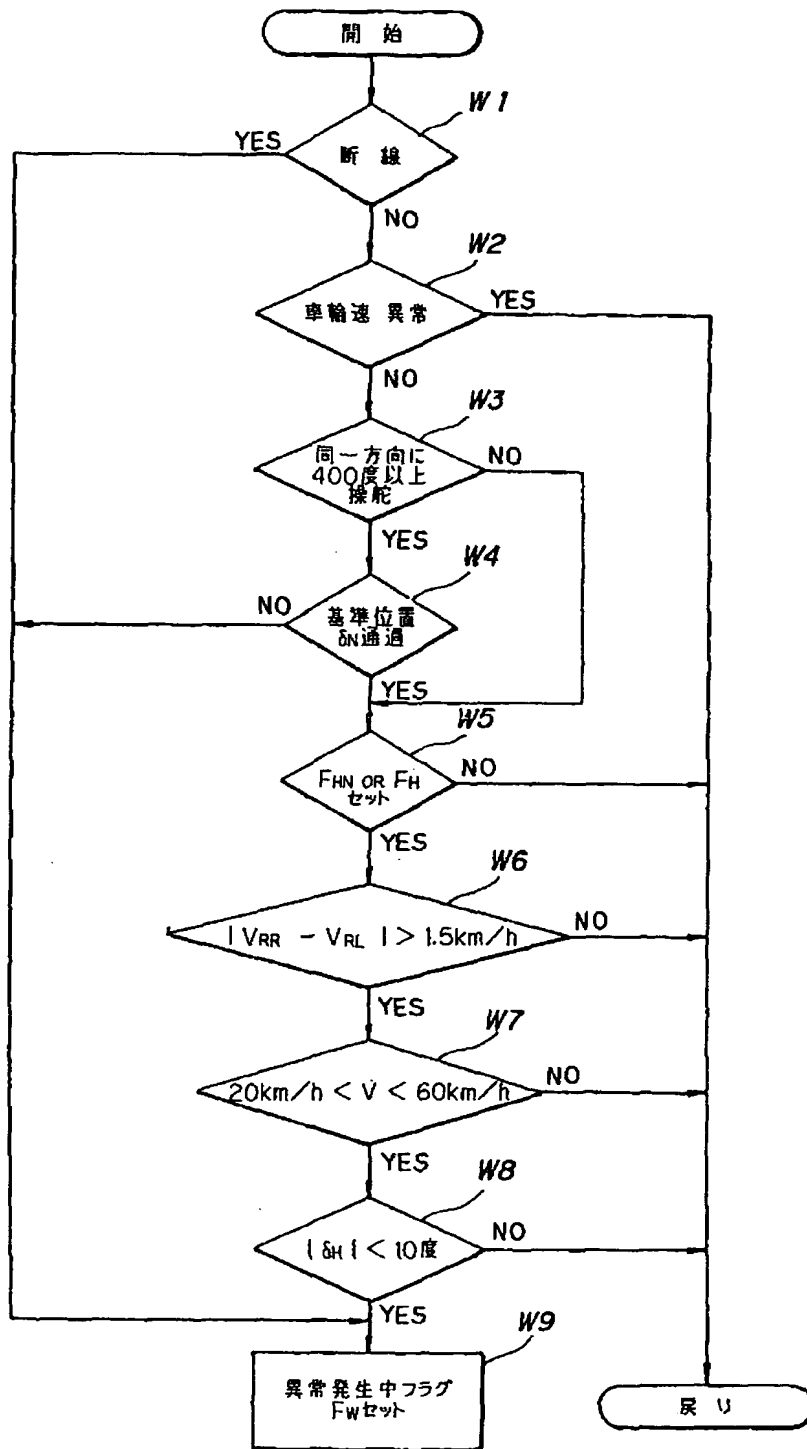
【第 2 2 図】



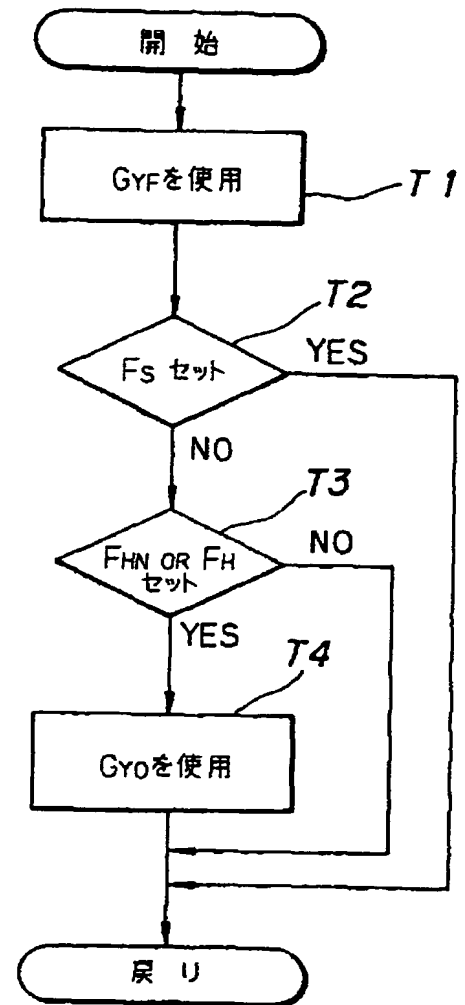
【第8図】



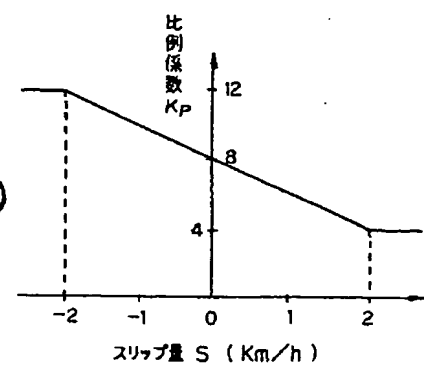
【第17図】



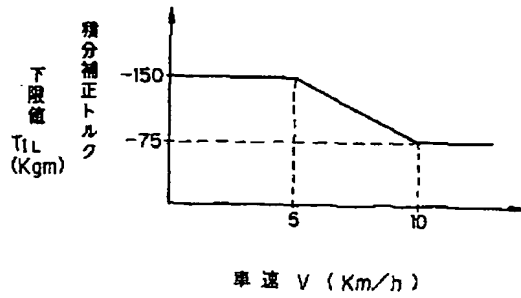
【第19図】



【第20図】



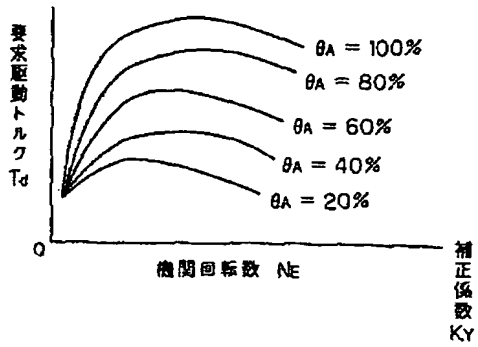
【第21図】



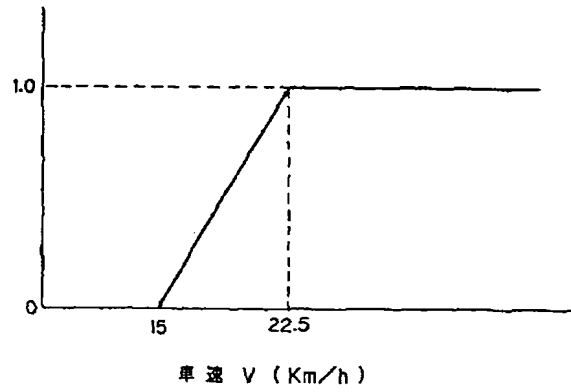
【第23図】

変速段	ρ_{M}	ρ_{KP}	ρ_{T}
1速	1.0	1.0	1.0
2速	0.7	0.7	1.5
3速	0.7	0.7	1.5
4速	0.7	0.7	1.5
後進	1.0	1.0	1.0

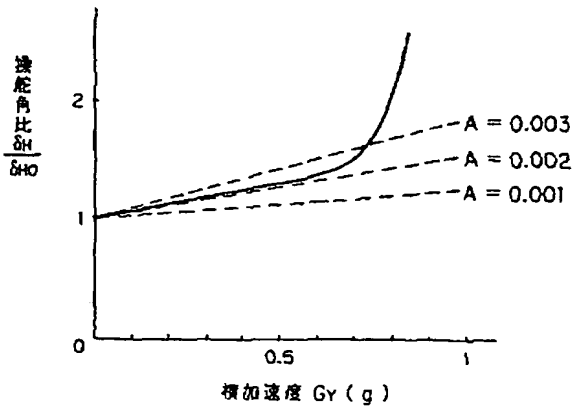
【第24図】



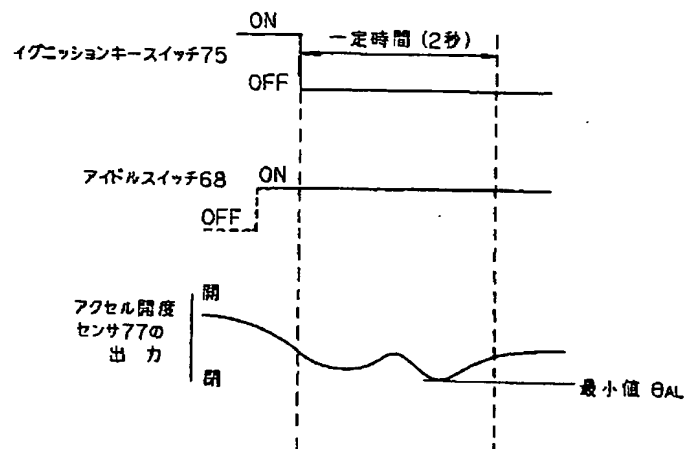
【第27図】



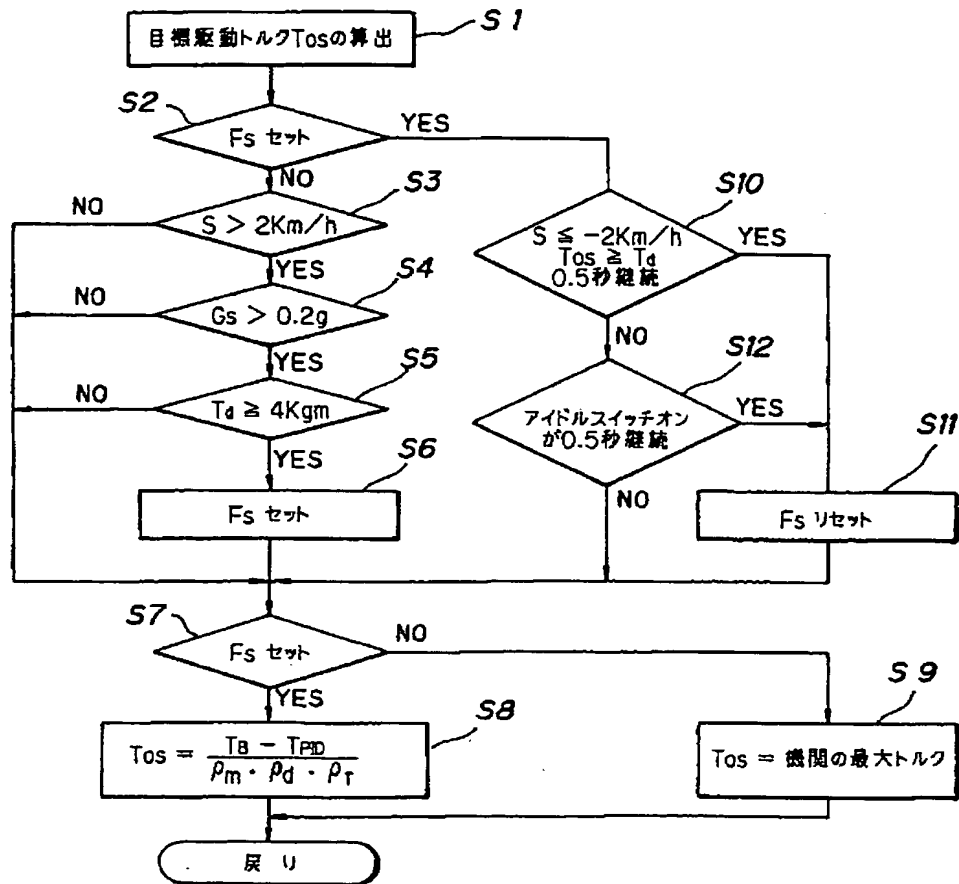
【第28図】



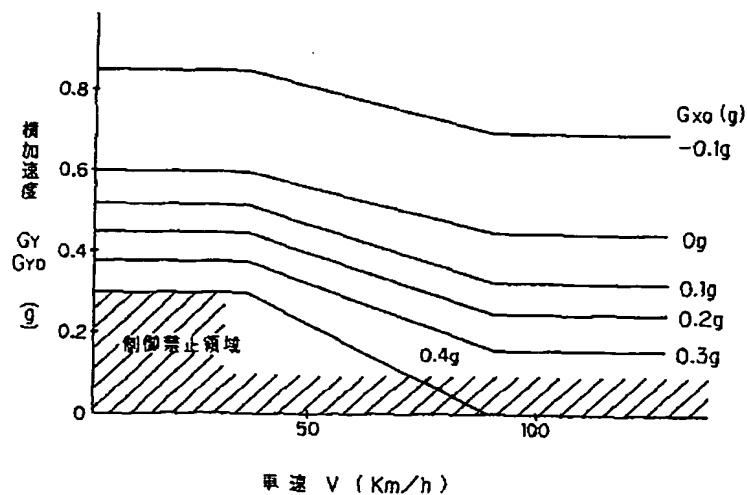
【第31図】



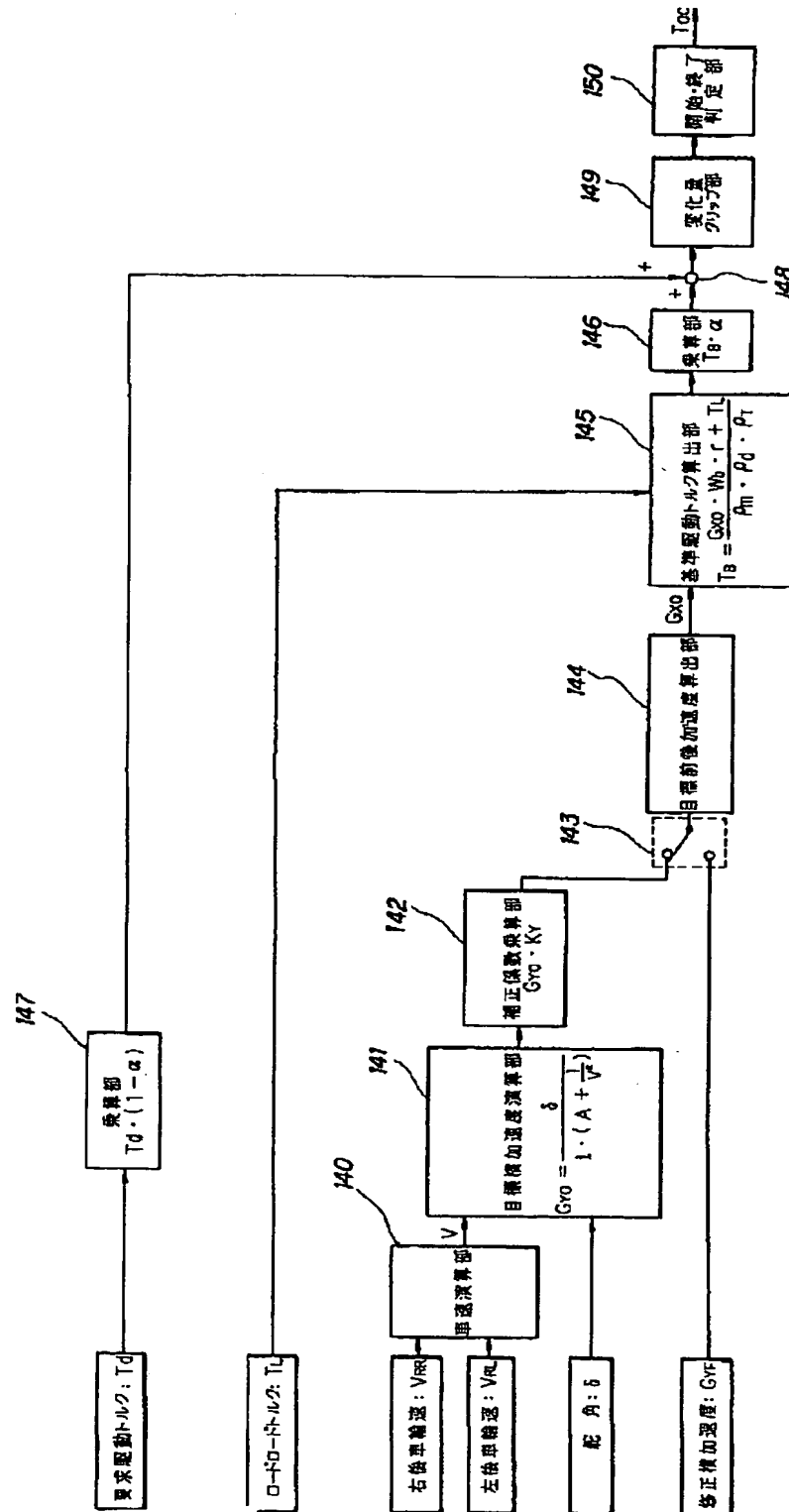
【第 2 5 図】



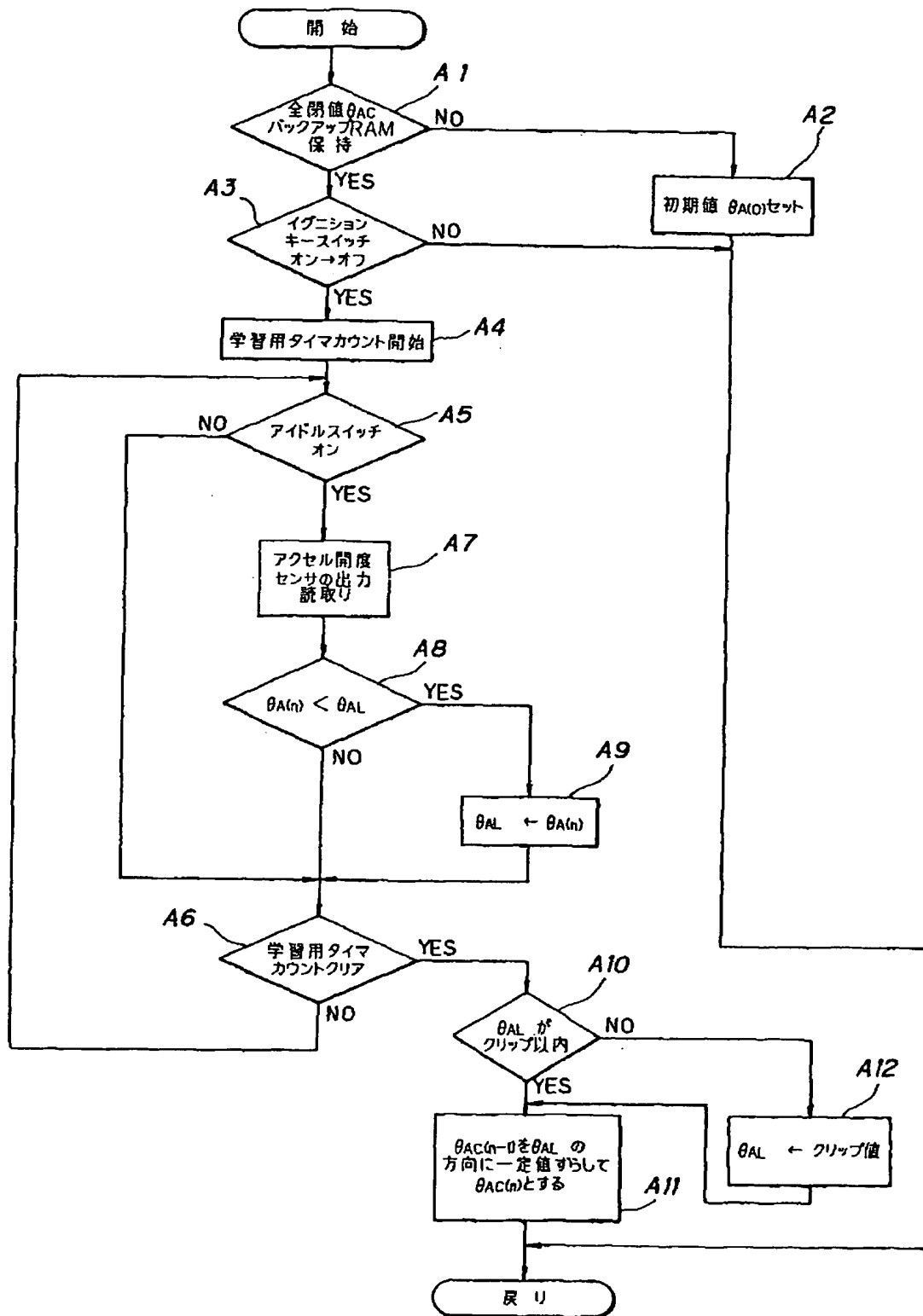
【第 2 9 図】



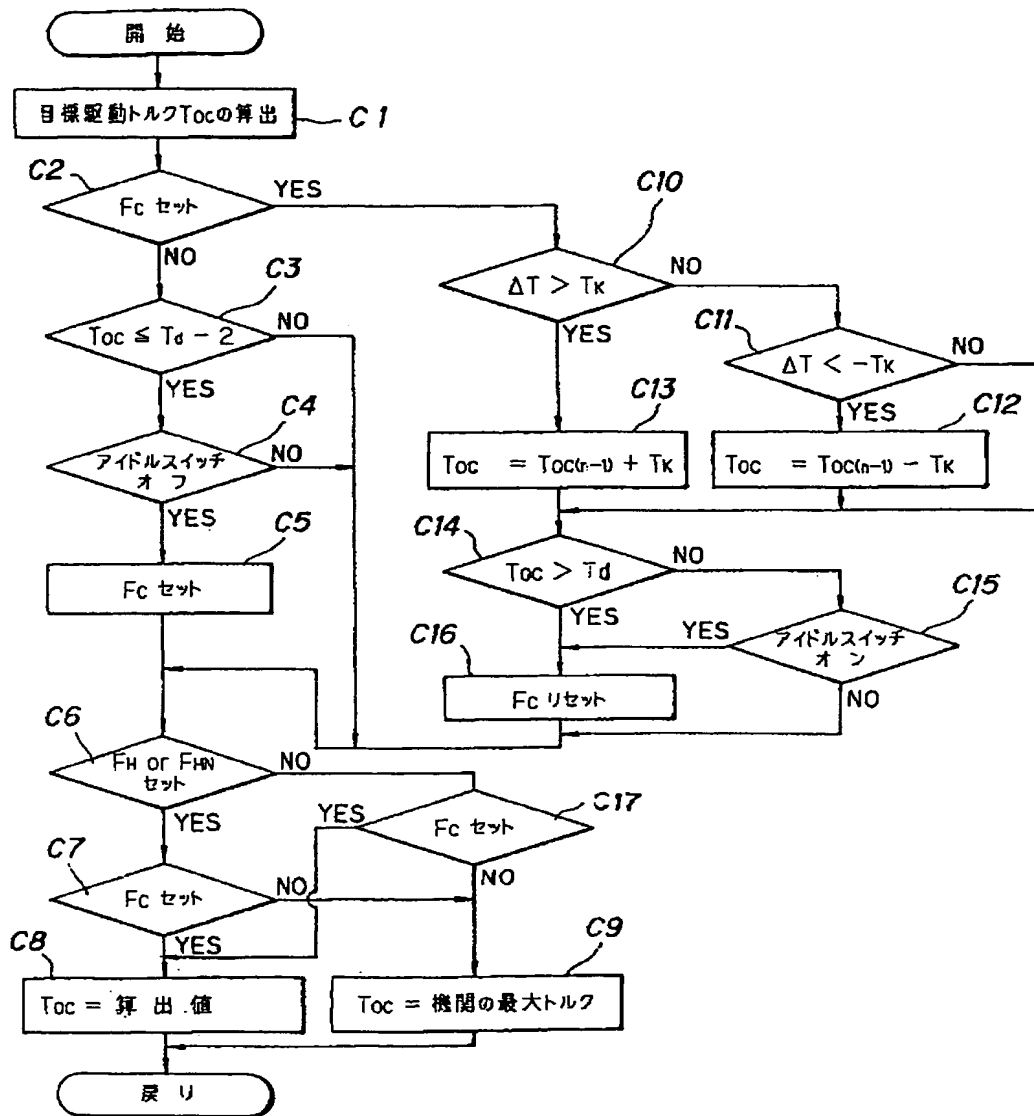
【第26図】



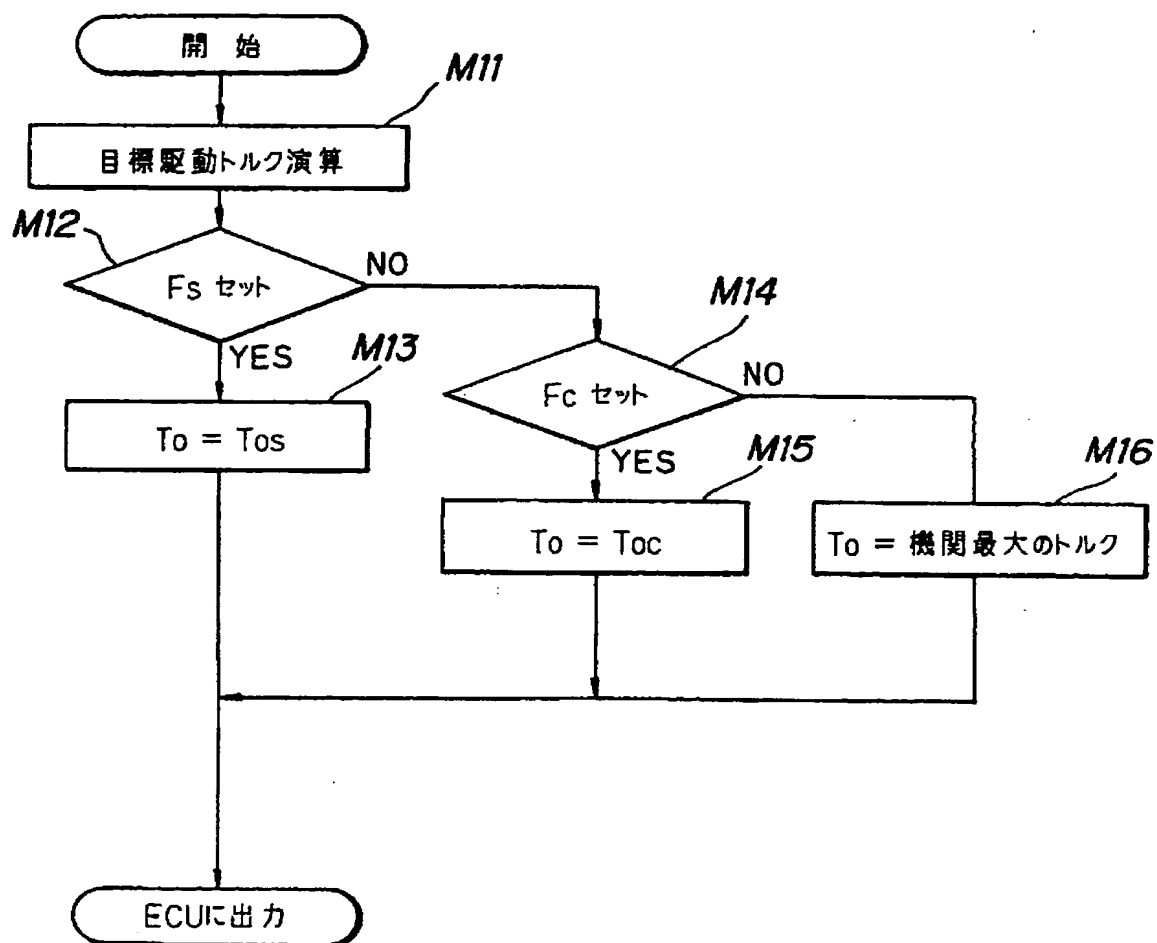
【第32図】



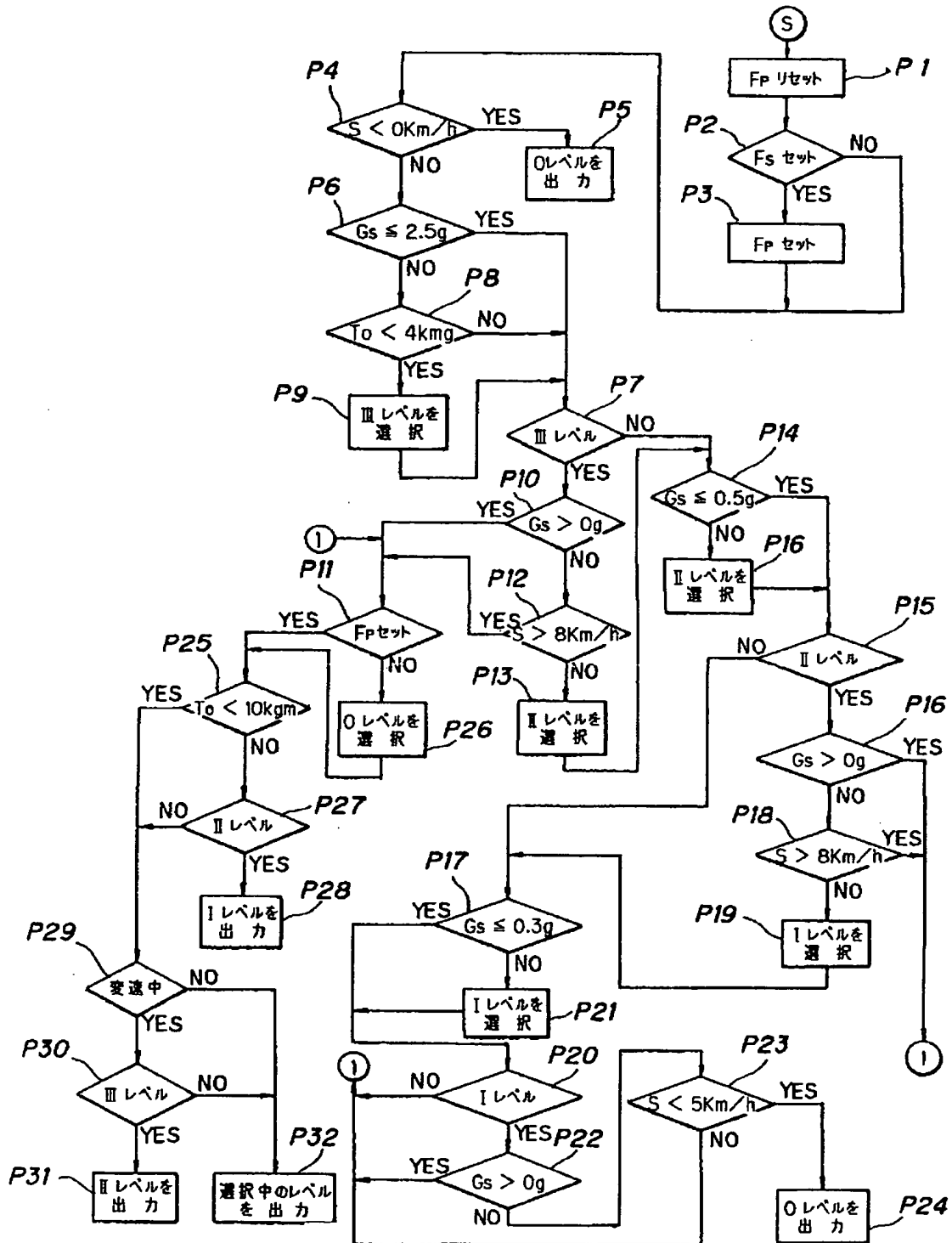
【第 3 3 図】



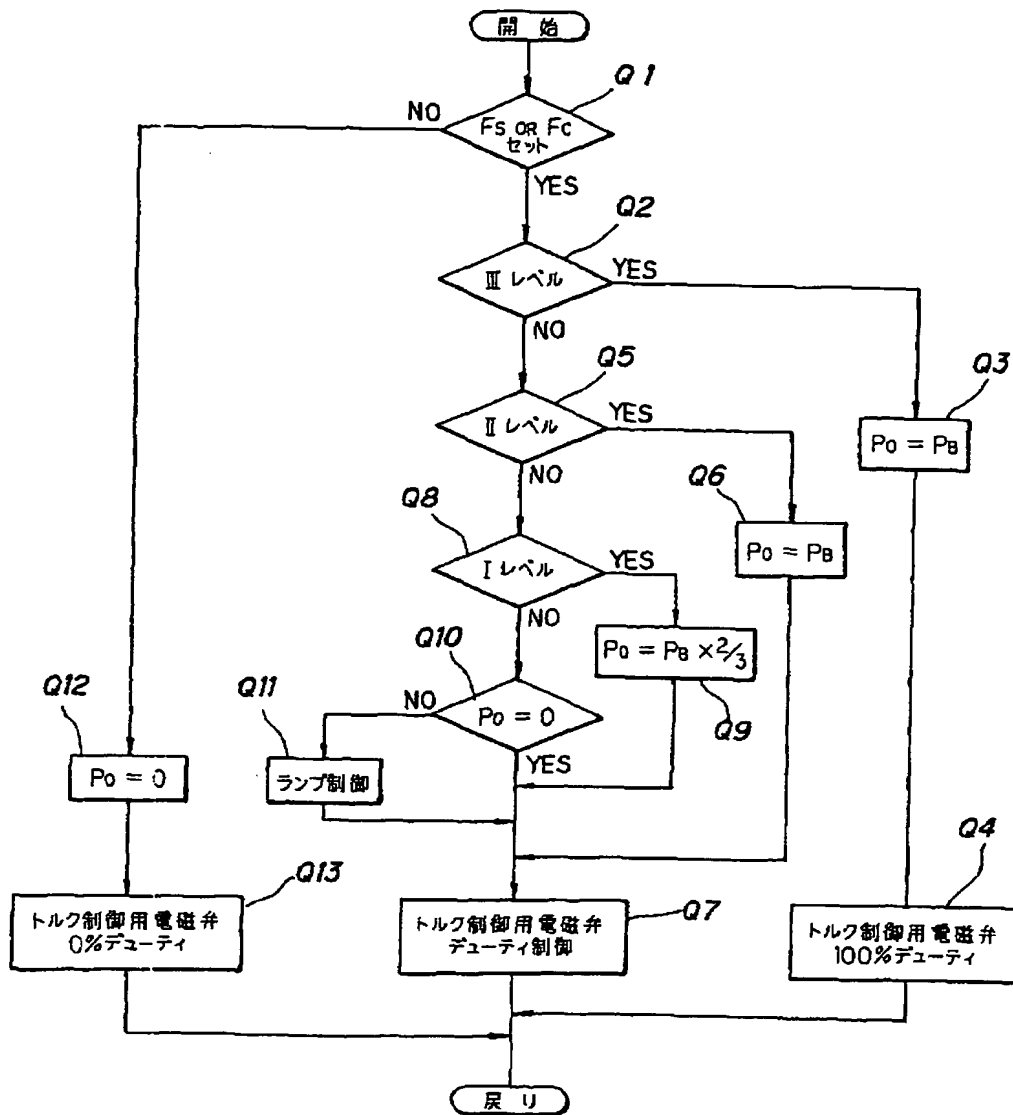
【第34図】



【第35図】



【第36図】



フロントページの続き

(72)発明者 宮田 安進
東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動
車工業株式会社内

(56)参考文献 特開 平1-269624 (JP, A)
特開 昭63-31863 (JP, A)
特開 平1-313633 (JP, A)